БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Факультет транспортных коммуникаций
Кафедра «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса»

ЭЛЕКТРОННЫЙ
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

для специальности 6-05-0715-07 «Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов»

Минск ◊ БНТУ ◊ 2025

Составитель: А.А. Шавель

Перечень материалов

Учебно-методический комплекс состоит из взаимосвязанных основных методических материалов: теоретического раздела (опорного конспекта лекций с примерами решения задач и темы для самостоятельной работы), практический раздел (перечень тем практических и лабораторных занятий), вопросов для самостоятельной проработки, раздел контроля знания и впомогательный раздел включающий учебную программу и перечень рекомендуемой литературы.

Предложенные материалы являются теоретической основой для изучения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» для студентов специальности 6-05-0715-07 «Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов»

Пояснительная записка

Цели ЭУМК

Целью ЭУМК является формирование у студентов знаний и практических навыков, необходимых для выполнения инженерных методов расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих их надежность, усвоения навыков конструирования деталей и узлов машин как основы для последующего изучения дисциплин специального цикла.

Особенности структурирования и подачи учебного материала

ЭУМК включает теоретический раздел (опорный конспект лекций с примерами решения задач и темы для самостоятельной работы), практический раздел (перечень тем практических и лабораторных занятий), вопросов для самостоятельной проработки, раздел контроля знания и впомогательный раздел включающий учебную программу и перечень рекомендуемой литературы.

Рекомендации по организации работы с ЭУМК

Электронный документ открывается в среде Windows на IBM PC – совместимом персональном компьютере стандартной конфигурации.

СОДЕРЖАНИЕ

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ 6
1.1 Опорный конспект лекций 6
Раздел 1. ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН 8
Тема 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО РАСЧЕТУ И 8
КОНСТРУИРОВАНИЮ ДЕТАЛЕЙ МАШИН 8
Тема 2. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ 11
ПРОЧНОСТЬ 11
Раздел 2 ПЕРЕДАЧИ 30
Тема 3 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ 30
Тема 4 ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ 32
Общее понятие о фрикционных передачах, их классификация и область применения 32
Тема 5 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ 50
Тема 6 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ 65
Тема 7 КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ 65
Тема 8 ГЕОМЕТРИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ 69
РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ 78
Тема 9 ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ НА УСТАЛОСТЬ 78
Тема 10 ПРОВЕРОЧНЫЙ И ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТЫ 82
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ 82
Тема 11 КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ 101
Тема 12 ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ 109
Раздел 3 ВАЛЫ И ОСИ 129
Тема 14 КЛАССИФИКАЦИЯ 129
Тема 15 РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНЫХ СХЕМ 132
Раздел 4 Подшипники 136
Тема 16 ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ 136
Тема 17 ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ 138
5. МУФТЫ 152
Тема 18 . Область применения . Классификация. 152
Тема 20.Муфта кулачковая 157
РАЗДЕЛ 6. ШПОНОЧНЫЕ, ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) 161
И ПРОФИЛЬНЫЕ (БЕСШПОНОЧНЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ 161
Тема 22. Шпоночные соединения 161
Тема 23. Шлицевые (зубчатые) соединения 168
РАЗДЕЛ 7. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ 172
Тема 24. Основные определения 172

Тема 25 Силовые соотношения, условия самоторможения и к. п. д. винтовой нары 181
Тема 26. Расчет резьбовых соединений, включающих группу болтов 186
Раздел 8. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ 190
ТЕМА 27.Основные типы сварных соединений. 190
Тема 28. Расчет соединений в нахлестку 196
Раздел 9. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ 204
Тема 29. Основные типы. 204
Тема 30. Расчет потребного натяга 207
Раздел 10 Смазочные и уплотнительные устройства 210
Тема 31.Смазочные материалы 210
РАЗДЕЛ 11. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ 215
Раздел 12. Упругие элементы 217
Тема 33. Общие сведения 217
Тема 34.Плоские пружины и рессоры 220
2. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ 221
2.1 Перечень тем лабораторных занятий [4] 221
2.ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ 222
2.1 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ 222
Лабораторная работа № 1 222
ИЗУЧЕНИЕ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ТИПОВЫХ ДЕТАЛЕЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ, МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ, ... 222
СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ (ДАЛЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН), ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМАХ 222
МЕХАНИЗМОВ И МАШИН 222
Лабораторная работа № 2 230
СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ, ... 230
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ 230
Лабораторная работа №3 248
ИЗУЧЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА 248
Лабораторная работа № 4 259
ИЗУЧЕНИЕ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА 259
Лабораторная работа № 5 268
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И 268
БРАКОВКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС 268
ПРИЛОЖЕНИЕ К ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ 288
2.2. ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ 299
3. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ 342
3.1 Средства диагностики результатов учебной деятельности 342

3.2 Контрольные вопросы к каждой лабораторной работе [4]. 342
3.3 Вопросы к экзамену 343
3.4 Перечень тем курсовых проектов по учебной дисциплине 344
«Детали машин и основы конструирования» 344
4. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ 345
4.1 Учебная программа 345
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ 353
очная форма получения высшего образования 353
заочная форма получения высшего образования 356
4.2 Список рекомендуемой литературы 358
Список литературы 358

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

1.1 Опорный конспект лекций

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Детали машин и основы конструирования» охватывает вопросы конструирования, теории расчетов деталей машин, а также общие методические вопросы конструирования. Изучение курса, выполнение лабораторных работ и выполнение курсового проекта должно обеспечивать приобретение студентами теоретических знаний и первоначальных конструкторских навыков.

Курс «Детали машин и основы конструирования» является завершающим в цикле общеинженерных дисциплин в высших учебных заведениях и обязывает студента активно использовать знания из ряда предыдущих дисциплин (черчения, математики, механики, физики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, технологии металлов, допусков и технических измерений). Знание этого курса позволяет приступить к изучению цикла специальных дисциплин, в которых излагаются основы теории, расчета, конструирования и эксплуатации машин соответствующего назначения. Таким образом курс «Детали машин и основы конструирования» является связующим звеном между общетехническими и специальными дисциплинами и является первой инженерной наукой, изучаемой студентами, когда им приходится впервые совершать переход от расчетных схем к реальным деталям.

Значение машин для человеческого общества чрезвычайно велико. Проектируемые машины должны обеспечивать наиболее высокие эксплуатационные показатели (производительность, КПД), по сравнению с известными аналогами снижать расход энергии и эксплуатационных материалов при меньшей массе и габаритах, иметь высокую надежность, должны быть удобными и безопасными в эксплуатации и обслуживании, допускать стандартизацию деталей и сборочных единиц и т.д.

Большое значение для создания надежных, экономичных в изготовлении и эксплуатации машин имеет стандартизация – процесс установления и изменения стандартов.

В РБ действуют следующие стандарты: межгосударственные-ГОСТы, отраслевые (ОСТы), республиканские (СТБ) и предприятий (СТП).

Стандартизованы многие детали и узлы, например крепежные изделия, приводные ремни и цепи, муфты, подшипники качения и др. Благодаря стандартизации снижается стоимость машин, сокращаются сроки проектирования и повышается надежность.

В соответствии с существующими стандартами (ГОСТами) различают следующие виды изделий:

а) детали;

б) сборочные единицы;

в) комплексы;

г) комплекты.

Под изделием понимается любой предмет или группа предметов, подлежащих изготовлению на производстве. В зависимости от назначения, изделия подразделяются: на изделия основного производства и изделия вспомогательного производства. Под изделием основного производства понимаются изделия подлежащие реализации. Изделия вспомогательного производства – это такие изделия, которые предназначены для нужд самого производства. Если изделия изготавливаются для нужд производства и для реализации, то такие изделия относятся к изделиям основного производства.

В зависимости от количества составных частей изделия делятся на:

а) неспецифируемые (детали-состоящие из одной составной части);

б) специфируемые (сборочные единицы, комплексы, комплекты-состоящие из нескольких составных частей).

Сборочная единица-изделие, изготовленное из нескольких составных частей при помощи сборочных операций (станок, автомобиль, редуктор).

Деталь-изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без производства сборочных операций (болт, вал, зубчатое колесо и т.д.).

Комплекс-два или несколько специфируемых изделий не собираемых на предприятии при помощи сборочных операций, но предназначенных для выполнения общих эксплуатационных функций (паточная линия, автоматическая телефонная станция, буровая установка).

Комплект - одно или несколько изделий, не собираемых на предприятии при помощи сборочных операций и представляющих набор изделий, имеющих общее эксплуатационное назначение вспомогательного характера (комплект запасных частей, комплект рабочего инструмента, комплект измерительного инструмента).

В курсе «Детали машин и основы конструирования» изучаются детали и сборочные единицы часто встречающиеся в машиностроении. Под именем «детали машин» понимаются те детали, которые встречаются и повторяются наиболее часто во всех машинах.

К основным направлениям в развитии конструкций современных машин следует отнести:

1. быстроходность и равномерность хода;
2. виброустойчивость;
3. точность работы;
4. экономичность;
5. соответствие действующим нормативным документам.

Раздел 1. ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Тема 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО РАСЧЕТУ И КОНСТРУИРОВАНИЮ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Все детали должны быть работоспособными в течение заданного срока службы при минимальных затратах на их эксплуатацию и изготовление. Работоспособность определяет способность машины и ее деталей функционировать с заданными параметрами. Работоспособность любой детали оценивается рядом условий или критериев работоспособности, к которым относятся: прочность, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость, надежность.

Из перечисленных критериев работоспособности главным является прочность. В общем случае значение того или иного критерия для данной детали оценивается условиями работы ее в узле и расчет ведут по одному или нескольким из них (критериев).

Все детали машин в процессе работы подвергаются действию нагрузок, которые в зависимости от их изменения во времени делятся на 3 типа:

1. постоянные и статические-это нагрузки длительно действующие на деталь, но постепенно и медленно изменяющиеся в момент нагружения и снятия нагрузки (например, быстровращающиеся детали, нагруженные центробежными силами, валы и муфты, находящиеся под воздействием постоянного момента);
2. повторные нагрузки установившегося движения (детали стационарных силовых и насосных станций) и неустановившегося движения (детали транспортных машин, детали машин орудий);
3. нагрузки кратковременные или ударные (детали машин ударного действия и транспортных машин).

Статические нагрузки вызывают в деталях как статические так и переменные напряжения. Например, при постоянном по величине и направлении силе, передаваемой на вращающийся вал, в нем возникают переменные напряжения, в то время как повторные нагрузки вызывают только переменные напряжения.

Статическим напряжением называется напряжение, которое во время действия нагрузки не изменяется ни по направлению, ни по величине.

Переменные напряжения - это такие напряжения, которые изменяются от своих минимальных значений до максимальных, причем минимальные и максимальные значения напряжений могут оставаться неизменными, а могут сами изменяться.

Практика и эксперименты показали, что при переменных напряжениях разрушение детали происходит при напряжениях меньших, чем предел прочности, который: для деталей из пластических материалов равен пределу

текучести $\sigma_{т}$ ($\tau_{т}$), для деталей из хрупких материалов равен временному сопротивлению $\sigma_{в}$ ($\sigma_{вр}$-при растяжении, $\sigma_{вс}$-при сжатии, $\sigma_{ви}$-при изгибе).

Разрушение начинается с образования в наиболее напряженном месте микротрещин, которые постепенно развиваясь, ослабляют сечение детали.

Явление преждевременного разрушения материалов вследствие прогрессивно развивающихся микротрещин называется усталостью.

Способность материала сопротивляться переменным напряжениям называется выносливостью.

Примерно 80 % поломок машин происходит по вине усталостного разрушения.

ПАРАМЕТРЫ И РАЗНОВИДНОСТИ ЦИКЛОВ НАГРУЗКИ

Закон изменения напряжений во времени может быть самым различным, рис. 1.1.

Специальные исследования показали, что форма кривой изменения напряжений мало влияет на прочность. Удобнее рассматривать закон изменения напряжений по синусоиде:

Рассмотрим график изменения нормальных напряжений, рис. 1.2.

Совокупность всех значений, принимаемых переменными напряжениями за один период их изменения, называется циклом напряжений.

Параметрами цикла являются:

1. σ_{max} - максимальное напряжение;
2. σ_{min} - минимальное напряжение;
3. $\sigma_{m}=\frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2}$ – средние (постоянные) напряжения;
4. $\sigma_{a}=\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}$ – амплитуда цикла (переменные напряжения);
5. $r=\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ - коэффициент ассиметрии;
6. $\rho=\frac{\sigma_{a}}{\sigma_{m}}$ – характеристика цикла;
7. $\sigma_{max}=\sigma_{a}+\sigma_{m}$

Любой цикл может быть задан лишь двумя параметрами, остальные определяются из соотношений.

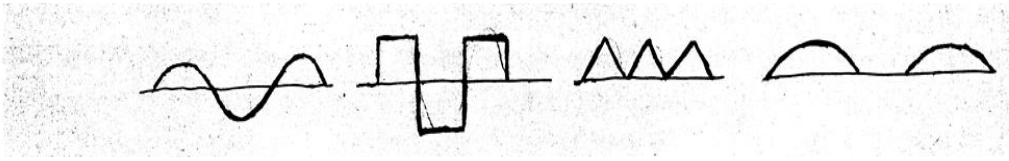


Рисунок 1.1 Закон изменения напряжений

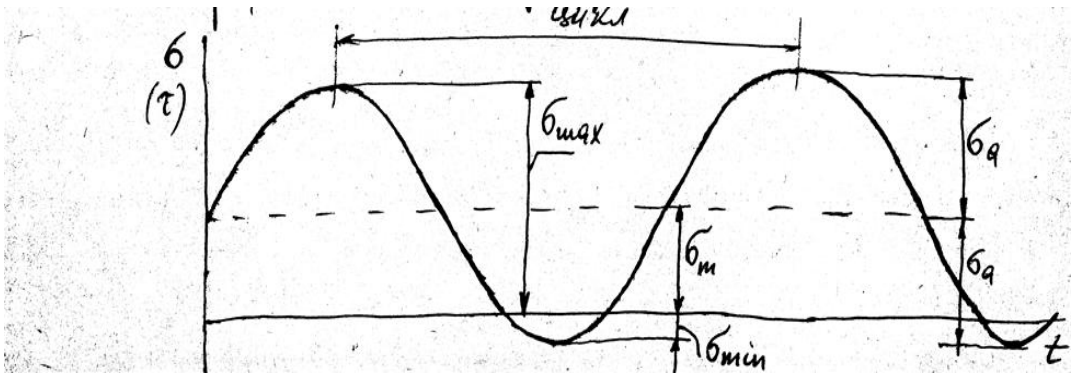


Рисунок 1.2 График изменения нормальных напряжений

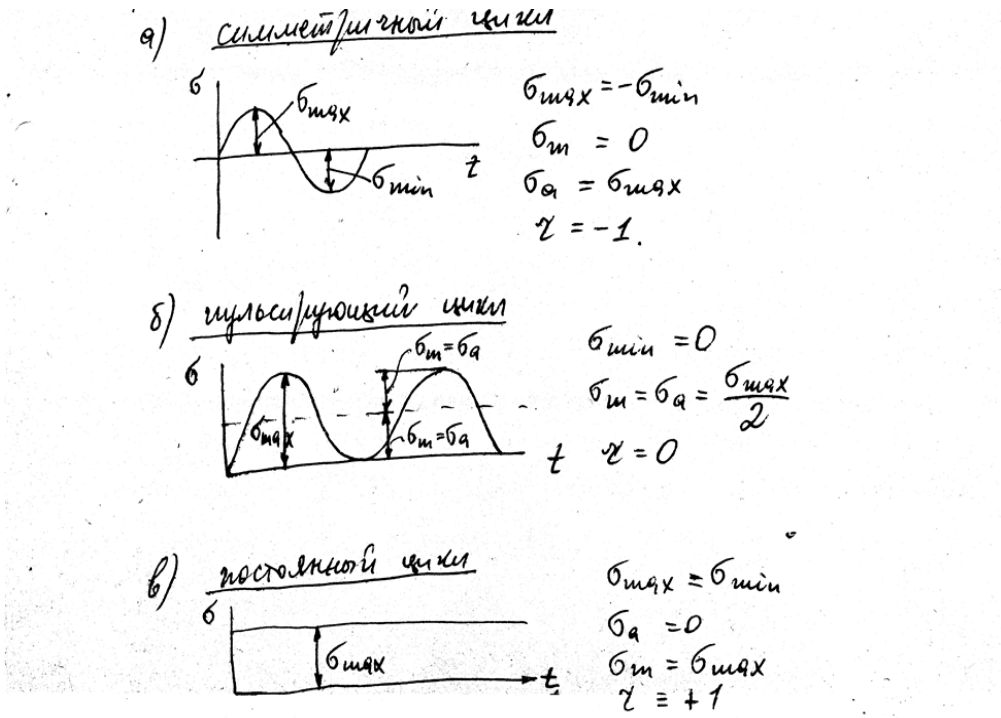


Рисунок 1.3 Разновидности циклов

В инженерной практике встречаются следующие разновидности циклов, рис. 1.3.

а) симметричный цикл

$\sigma_{max} = - \sigma_{min,}$

$\sigma_m = 0,$

$\sigma_a = \sigma_{max,}$

r = -1.

б) пульсирующий цикл

$\sigma_{min} = 0,$

$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2},$

r = 0.

в) постоянный цикл

$\sigma_{max} = \sigma_{min,}$

$\sigma_a = 0$

$\sigma_m = \sigma_{max.}$ r = +1.

г) знакопеременный, нессиметричный

-1 < r > 0

д) знакопостоянный, нессиметричный

0 < r < 1

Все сказанное относительно нормальных переменных напряжений относится к касательным переменным напряжениям.

Тема 2. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

ПРОЧНОСТЬ

Прочность - сопротивляемость детали разрушению или возникновению пластических деформаций в течении гарантированного срока.

Все расчеты деталей на прочность являются приближенными. Существует два метода расчета на прочность:

1) расчет по коэффициенту запаса прочности;

2) расчет по номинальным допускаемым напряжениям.

Расчет на прочность по коэффициенту запаса прочности (обычно проверочный расчет).

На практике расчет производят следующим образом.

1. Допускаемый коэффициент запаса прочности рассчитывают по каноническому уровнению, предложенному Ржаницыным и Стрелецким

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

где S_1 – учитывает несоответствие расчетных нагрузок и напряжений, возникающих в детали, действительным. При весьма точных методах расчета S_1=1, при расчетах средней точности -1.2.

S_2 - учитывает неоднородность металла детали, а также изменение механических свойств металла под воздействием термических и термохимических обработок. Для стальных деталей из поковок и проката S_2=1,2 - 1,5; для стального литья S_2=1,5 - 1,8; для чугуна S_2=1,5 - 2,5.

S_3 – учитывает ответственность детали при работе, т.е. на какой срок повлечет выход из строя узла при поломке этой детали S_3= 1 – 1,5.

2. Определяют действительный коэффициент запаса прочности, учитывающий предельные напряжения детали

$$S = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma_{max}},$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ – предельное нормальное напряжение;

$\sigma_{\max}$ - действительные напряжения, возникающие в детали, которые определяются по известным формулам:

$$(\sigma = \frac{P}{F};\ \ \sigma = \frac{M}{W};\ \ \tau = \frac{M_k}{W_p})$$

В зависимости от степени ответственности деталей, условия работы, точности определения нагрузки, надежности сведений о механических характеристиках коэффициент запаса прочности [S] = 1,3…3,0.

При симметричном цикле

а) при растяжении или сжатии

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1}\varepsilon_\sigma\beta}{\sigma_a\ к_\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a к_\sigma}{\varepsilon_\sigma\ \beta}};$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}\varepsilon_\sigma\beta}{к_\sigma};$$

где σ_{-1} - предел выносливости образца без учета концентрации напряжений;

ε_σ – масштабный фактор, учитывающий изменение предела выносливости от размера детали;

$$\varepsilon_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})d}{(\sigma_{a-1})10} \quad \frac{\text{предел выносливости образца диаметром d (диаметра детали)}}{\text{предел выносливости образца с диаметром } d=10}$$

$$\varepsilon_\sigma \approx 0{,}5 \ldots 1{,}0$$

β – коэффициент, учитывающий поверхностное состояние детали, а так же изменение механических свойств металла вследствие механической и химикотермической обработки детали.

$$\beta \approx 0{,}2 \ldots 1{,}4$$

$$\beta = \frac{\sigma^1_{-1}}{\sigma_{-1}} \quad \frac{\text{предел выносливости образца с поверхностным состоянием данной детали}}{\text{предел выносливости полированного образца}}.$$

$К_\sigma$ – коэффициент, учитывающий наличие концентраторов напряжений.

$К_\sigma \approx 1 \ldots 3{,}5$

$$К_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1к}} \quad \frac{\text{предел выносливости гладкого полированного образца}}{\text{предел выносливости образца с концентратором напряжений}}$$

S_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

б) при изгибе

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1и}}{\frac{\sigma_а К_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta}};$$

в) при кручении

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{К_\tau \tau_а}{\varepsilon_\tau \beta}}.$$

При ассиметричном цикле

а) при растяжении, сжатии

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{К_\sigma \sigma_а}{\varepsilon_\sigma \beta} + \Psi_\sigma \sigma_m},$$

Ψ_σ – коэффициент, учитывающий чувствительность металла к ассиметрии цикла

$$\Psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0};$$

где σ_{-1} – предел выносливости металла при симметричном цикле;

σ_{-0} – предел выносливости при пульсирующем цикле;

Ψ_σ = 0,1-0,2 для углеродистых сталей;

Ψ_σ = 0,2-0,3 для легированных сталей;

б) при изгибе

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1и}}{\frac{К_\sigma \sigma_а}{\varepsilon_\sigma\ \beta} + \Psi_\sigma \sigma_m};$$

в) при кручении

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{К_\tau \tau_а}{\varepsilon_\sigma\ \beta} + \Psi_\tau \tau_m};$$

Ψ_τ = 0,1-0 углеродистые стали;

Ψ_τ = 0,1-0,15 легированные стали;

При возникновении в детали и нормальных и касательных напряжений

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq 1{,}5 \div 3.$$

Пульсирующий цикл – разновидность ассиметричного цикла, и поэтому коэффициент запаса прочности определяется как для ассиметричного цикла.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПО НОМИНАЛЬНЫМ ДОПУСКАЕМЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

(ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ)

При этом методе расчета необходимо смотреть из какого материала изготовлена деталь и какой вид нагрузки действует на деталь. Этот метод применяется тогда, когда нужно определить напряжения возникающие от нагрузок и затем сравнить их с предельными.

а) Допускаемые напряжения при статических нагрузках и пластичном материале детали.

Пластичные материалы – это такие материалы, которые до разрушения удлиняются до 15 %. У этих материалов за предельные напряжения принимаются предел текучести $\sigma_{т.}$

Предел текучести $(\sigma_т)$ – наименьшие напряжения, которые возникают в детали, при которых происходит рост пластических деформаций при практически постоянной нагрузке.

Допускаемые напряжения:

при растяжении (сжатии) $[\sigma]_{\text{р}} = \frac{\sigma_{\text{тр}}\varepsilon_S}{[S]} = \frac{\sigma_{\text{тр}}\varepsilon_S}{S_1 S_2 S_3}$;

при изгибе $[\sigma]_{\text{и}} = \frac{\sigma_{\text{ти}}\varepsilon_S}{[S]} = \frac{\sigma_{\text{ти}}\varepsilon_S}{S_1 S_2 S_3}$;

при кручении (сдвиге) $[\sigma]_{\text{к}} = \frac{\tau_{\text{т}}\varepsilon_S}{[S]} = \frac{\tau_{\text{т}}\varepsilon_S}{S_1 S_2 S_3}$;

где ε_S – масштабный фактор, который учитывает изменение предела текучести материала с изменением размеров детали; ε_S = 1…0,3.

Значения $\sigma_{\text{тр,}}$ $\sigma_{\text{тр,}}$ $\sigma_{,}$ $\tau_{\text{т}}$ – выбираются по справочникам.

При отсутствии необходимых механических характеристик материалов можно пользоваться приближенными (эмпирическими) зависимостями между ними:

$\sigma_{\text{тр}}$ = (0,56÷0,6) $\sigma_{\text{в}}$ – углеродистые стали;

$\sigma_{\text{тр}}$ = (0,7÷0,8) $\sigma_{\text{в}}$ – легированные стали;

$\sigma_{\text{ти}}$ =1,2 $\sigma_{\text{тр}}$ – углеродистые стали;

$\sigma_{\text{ти}}$ =1,1 $\sigma_{\text{тр}}$ – легированные стали;

$\tau_{\text{т}}$ =0,6 $\sigma_{\text{тр}}$ – для всех сталей;

б) Материал хрупкий, нагрузка статическая

За предельное напряжение для этих материалов принимается предел прочности ($\sigma_{\text{в}}$), представляющий собой условное напряжение соответствующее разрушению образца.

Допускаемые напряжения:

при растяжении $[\sigma]_{\text{р}} = \frac{\sigma_{\text{вр}}\varepsilon_S}{\text{К}_{s\sigma} S_1 S_2 S_3}$;

при сжатии $[\sigma]_{\text{с}} = \frac{\sigma_{\text{вс}}\varepsilon_S}{\text{К}_{s\sigma} S_1 S_2 S_3}$;

при исгибе $[\sigma]_{\text{и}} = \frac{\sigma_{\text{ви}}\varepsilon_S}{\text{К}_{s\sigma} S_1 S_2 S_3}$;

при кручении $[\tau]_{\text{к}} = \frac{\tau_{\text{в}}\varepsilon_S}{\text{К}_{s\tau} S_1 S_2 S_3}$;

где $\tau_{\text{в}}$ =0,66 $\sigma_{\text{вр}}$;

$\text{К}_{s\sigma,s\tau,}$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений.

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

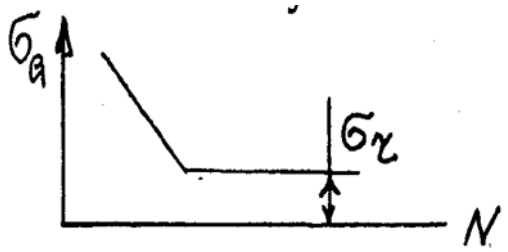
При переменных напряжениях детали выходят в основном из строя вследствие возникновения усталости, поэтому статические механические характеристики не пригодны для оценки прочности при переменных напряжениях. Нужны специальные характеристики. В качестве такой характеристики принят предел выносливости, представляющий собой наибольшие напряжения при которых материал не разрушается от усталости при любом не ограниченно большом числе циклов нагружения.

Обозначается предел выносливости - σ_{r}

Во всех случаях предел выносливости (σ_{r}) меньше предела прочности $(\sigma_{\text{в}})$ и предела текучести $(\sigma_{\text{т.}})$. Предел выносливости зависит от разновидности циклов нагружения

σ_{r} получают экспериментальным путем.

Кривая выносливости имеет вид.



В правой части кривая имеет горизонтальную линию. Это значит, что при напряжениях меньших некоторой величины образец не разрушится при неограниченно большом числе циклов нагрузки. Ордината линии есть предел выносливости.

Предел выносливости, как правило, получают в результате испытаний стандартных образцов малого диаметра. Поэтому при оценке прочности деталей машин необходимо учитывать влияние на их выносливость следующих основных факторов: абсолютных размеров и конструктивных форм детали; состояния поверхности и свойств поверхностного слоя; изменения режимов нагружения и срока службы и т.п.

а) симметричный цикл

Исследования показали, что этот цикл наиболее опасный, т.к. $\sigma_{\text{a}} = \sigma_{max.}$

При растяжении (сжатии) $[\sigma_{\text{р}}] = \frac{\sigma_{-1\text{р}}\varepsilon_\sigma\beta}{\text{К}_\sigma S_1 S_2 S_3}$.

При изгибе $[\sigma_{\text{и}}] = \frac{\sigma_{-1\text{и}}\varepsilon_\sigma\beta}{\text{К}_\sigma S_1 S_2 S_3}$.

При кручении $[\tau] = \frac{\sigma_{-1}\varepsilon_\tau\beta}{К_\tau S_1 S_2 S_3}$.

Где S_2 = 1,3÷1,5 – при повышенной однородности металла и при высокой технологии ее обработки.

S_2 = 1,5-2 – при ограниченной однородности и обычных методах механической обработки.

S_2 = 2-3 – при пониженной однородности.

$\sigma_{-1р} = 0{,}3\sigma_в$.

$\sigma_{-1и} = 0{,}43\sigma_в$ – для углеродистых сталей;

$\sigma_{-1и} = 0{,}35\sigma_в + (70 - 120)$н/мм^2– для легированных сталей;

$\tau_{-1} = 0{,}22\sigma_в$ или $\tau_{-1} = (0{,}22{-}0{,}6)\sigma_{-1}$.

б) пульсирующий цикл

при растяжении (сжатии)

$$[\sigma_р] = \frac{2\sigma_{-1р}}{(\frac{К_\sigma}{\varepsilon_\sigma\beta}+\varphi_\sigma)S_1S_2S_3};$$

при изгибе $$[\sigma_и] = \frac{2\sigma_{-1и}}{(\frac{К_\sigma}{\varepsilon_\sigma\beta}+\varphi_\sigma)S_1S_2S_3};$$

при кручении $$[\tau] = \frac{2\tau_{-1}}{(\frac{К_\tau}{\varepsilon_\tau\beta}+\varphi_\tau)S_1S_2S_3};$$

где Ψ_σ – коэффициент, учитывающий чувствительность металла к ассиметрии цикла

$\Psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1}-\sigma_0}{\sigma_0}$,

где σ_0 – предел выносливости при пульсирующем цикле.

При растяжении (сжатии) $\sigma_{0р} = 0{,}5\sigma_в$.

При изгибе $\sigma_{0и} = 0{,}6\sigma_в$.

При кручении $\tau_0 = 0{,}34\sigma_в$.

Допускаемые напряжения для деталей подверженных воздействию знакопостоянных ассиметричных нагружений определяются по тем же зависимостям, что и для пульсирующих напряжений.

При определении допускаемых напряжений для деталей подверженных воздействию знакопеременных ассиметричных нагружений используются зависимости для симметричного цикла нагружений.

ЖЕСТКОСТЬ

Жесткость, то есть способность деталей сопротивляться изменению формы под действием сил, являясь на ряду с прочностью, одним из важнейших критериев работоспособности машин. Под действием сил от передач валы деформируются и вызывают кромочные давления в подшипниках и зубчатых колесах, поэтому лишь при условии достаточно высокой жесткости валов обеспечивается удовлетворительная работа подшипников и передач. Технологические требования к жесткости могут иметь для отдельных деталей, особенно изготавливаемых в массовом производстве, существенное значение. Так, погрешность от упругих деформаций системы: станок – приспособление – инструмент – деталь составляет в отдельных случаях до 80 % общей погрешности механической обработки. Поэтому диаметры валов машин массового выпуска часто определяются возможностью производительной обработки их и устанавливаемых на них деталей на станках.

Различают собственную или объемную жесткость деталей, рассматриваемых как брусья, пластинки и оболочки с изолированными опорами, и контактную или поверхностную жесткость, то есть жесткость поверхностных слоев в местах контакта.

Крутильная жесткость валов имеет большое значение с точки зрения предотвращения резонансных колебаний и стойкости зубчатых передач в приводах от поршневых двигателей.

Расчеты на объемную жесткость известны из курса» Сопротивление материалов». Объемная жесткость может быть оценена коэффициентом жесткости.

Так при кручении

$$C_{\text{к}} = \frac{\text{М}_{\text{к}}}{\psi} = \frac{M_{\text{к}}}{\frac{\text{М}_{\text{к}} l}{G I_{\text{р}}}} = \frac{G I_{\text{р}}}{l} \text{ (Нм/рад)},$$

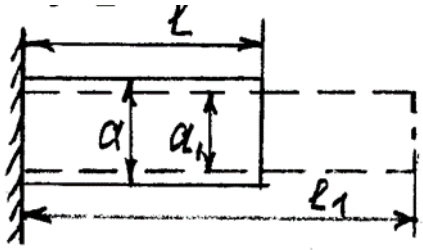
где G – модуль упругости при сдвиге. Характеризует способность материала сопротивляться сдвигу (для стали $G = 8 \cdot 10^4$ (Н/мм^2)).

Для справок: Между тремя упругими постоянными материала E, G и μ существует зависимость $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$; где E –модуль продольной упругости (модуль Юнга) характеризует сопротивляемость материала растяжению-сжатию (зависит только от материала), определяется опытным путем.

$E_{стали} = 2 \cdot 10^5$ (Н/мм^2)

$\mu = \frac{\varepsilon_{попер}}{\varepsilon_{прод}}$ - коэффициент поперечной деформации или коэффициент Пуассона

Закон Гука для продольных напряжений $\sigma = \varepsilon \cdot E$



$\varepsilon = \varepsilon_{прод}$

$\Delta l = l_1 - l$ – абсолютная продольная деформация

$\varepsilon_{прод} = \frac{\Delta l}{l}$ - относительная продольная деформация

$\Delta a = a - a_1$ – абсолютная поперечная деформация

$\varepsilon_{попер} = \frac{\Delta a}{a}$ - относительная поперечная деформация

В пределах упругих деформаций

$\varepsilon_{попер} = -\mu \cdot \varepsilon_{прод}$

$\mu_{стали} = 0{,}3$ (в пределах упругих деформаций $\mu = const$).

I_p – полярный момент инерции, отражает влияние размеров поперечного сечения на деформируемость стержня при кручении.

$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$;

Угол закручивания

$\Psi = \frac{M_к l}{G I_p}$ – закон Гука для кручения

Условия жесткости

$\Psi = \frac{M_к l}{G I_p} \leq /\varphi/$

Ψ – максимальный угол закручивания

$[\Psi] = 0{,}3 \div 3$ град. – допустимый угол закручивания валов.

Жесткость детали может оцениваться и коэффициентом податливости, равным

$$e = \frac{1}{c_к}$$

При расчетах на контактную жесткость имеют в виду перемещения, связанные только с деформациями поверхностных слоев. Контакт деталей может быть:

1) точечным или линейным.

При точечном контакте тела соприкасаются в одной точке, при линейном-вдоль прямой или изогнутой линии, имеющей нулевую ширину.

2) по большой номинальной площади контакта.

В обоих случаях контактные перемещения осуществляются в связи с малой фактической площадью контакта.

Расчет на контактную жесткость с начальным касанием в точке или по линии производят по формулам теории контактных напряжений и деформаций (формулам Герца-Беляева).

$$\sigma_{max} = 0.418\sqrt{\frac{qE_{пр}}{\rho_{пр}}} \leq [\sigma_к] .$$

$$\tau_{max} = 0.127\sqrt{\frac{qE_{пр}}{\rho_{пр}}},$$

где: q – нагрузка на единицу длины контактной линии;

$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ - приведенный модуль упругости материалов контактируемых деталей.

$\rho_{пр} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$ - приведенный радиус кривизны.

Внешний контакт (зацепление) – «+»

Внутренний контакт (зацепление) – «-»

Приведенная кривизна профилей в месте контакта соприкасающихся деталей, получается из выражения

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}.$$

Для увеличения собственной жесткости стремяться:

1) уменьшить плечи действия сил;

2) вводят дополнительные опоры;

3) увеличивают прочность поперечного сечения.

Для увеличения поверхностной жесткости производят

1) улучшенную обработку поверхностей;

2) соединение делают с предварительным натягом или затяжкой;

3) вводят слой смазки между контактирующими поверхностями.

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Большинство деталей машин выходят из строя из-за износа. Под износостойкостью понимают способность детали сопротивляться износу. Износ ограничивает долговечность деталей по следующим критериям работоспособности машин:

1) по потере точности – приборы, измерительный инструмент и др.;

2) по снижению к.п.д. – увеличение утечек в насосах, моторах и т.д.;

3) по снижению прочности вследствие уменьшения сечений – зубья зубчатых и червячных колес и т.д.;

4) по возрастанию шума – передачи транспортных и других быстроходных машин;

5) по полному истиранию – тормозные колодки и т.п.

Различают следующие виды износа:

1) механический, чаще всего абразивный;

2) молекулярно-механический, сопровождающийся схватыванием или заеданием (привариванием трущихся поверхностей). Схватывание наблюдается при высоких скоростях или давлениях в связи с выдавливанием масляной пленки или потери ею защитной способности.

3) коррозионно-механический, при котором продукты коррозии стираются механическим путем.

Расчеты на износостойкость предусматривают: обеспечение жидкостного трения между трущимися поверхностями, для чего необходимо иметь толщину масляного слоя превышающую высоту микронеровностей контактирующих поверхностей или назначением допустимых удельных давлений в зоне контакта.

Методов расчета на износостойкость в настоящее время нет. Применяют расчет на износ в относительной форме (то есть сравнивают результаты работы реальной детали с результатами экспериментов и опытов).

В качестве исходной принимают следующую зависимость, характеризующую износостойкость:

$p^m \cdot s = c(const)$,

где p – удельное давление между рабочими поверхностями (контактное напряжение);

S – путь трения;

m – коэффициент, зависящий от вида трения;

m = 1…2 – при сухом и полусухом трении;

m = 3 – при полужидкостном трении.

C – величина, постоянная для данного вида трения.

ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ

Работа машин сопровождается выделением тепла, вызываемым рабочим процессом машины и трением в их механизмах. В результате нагрева могут возникать следующие вредные для работы машины явления:

1) понижение несущей способности деталей (для стали – это $t > 300…400^0C$, для легких сплавов и пластмасс $t > 100…150^0C$; так, например, в болтовых соединениях наблюдается самопроизвольное постепенное падение напряжений натяга – так называемая релаксация напряжений;

2) выгорание или понижение защитной способности масляного слоя;

3) изменение зазоров в подвижных соединениях и как следствие нарушение нормальных условий работы;

4. изменение свойств трущихся поверхностей (снижение коэффициента трения и т.п);

5) понижение точности машин.

Метод расчета на теплостойкость заключается в определении количества теплоты, которое выделяется при работе – $Q_{выд}$. Затем определяется количество теплоты, которое отводится – $Q_{отв}$. Затем составляется тепловой баланс, который в общем виде записывается

$$Q_{выд} = Q_{отв} + Q_{неотв}$$

По количеству теплоты, которое не отводится, определяется температура, при которой работает деталь. Последняя сравнивается с допускаемой температурой.

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ

Под виброустойчивостью понимается способность детали (конструкции) работать в требуемом режиме с допустимыми колебаниями. Вибрирование деталей ухудшает качество работы машины, порождает шум и в некоторых случаях может вызвать разрушение деталей. Вызванный вибрированием шум в первую очередь связан с погрешностями изготовления деталей – ошибками шага и профиля зубьев, волнистостью дорожек качения подшипников. Повышенный шум увеличивает утомляемость обслуживающего персонала и вреден для здоровья.

Расчет на колебания, как правило, проводят не для отдельных деталей, а для колебательных систем, включающих в себя и источник энергии (двигатель).

Смысл расчета колебательной системы может сводится:

1) к расчету частот собственных колебаний систем, которые необходимо знать для избежания резонанса – явления резкого возрастания амплитуды вынужденных колебаний, наступающего вследствие совпадения частот собственно колебательной системы с частотами возмущающихся сил, таких как, например, переменные силы сопротивления движению колесных машин, неуравновешенность вращающихся деталей двигателя и т.п.);

2) к расчету динамической устойчивости колебательной системы, в которой возможно возникновение автоколебаний-таких колебаний, которые существуют в колебательной системе при отсутствии переменного внешнего воздействия, а амплитуда и период таких колебаний определяется свойствами самой колебательной системы. Примером автоколебательной системы может служить трансмиссия колесных машин, у которых самовозбуждающиеся колебания возникают главным образом из-за переменного момента трения, действующего между упругими колесами и дорогой. Для сложных колебательных систем точный расчет устойчивости затруднен, поэтому на практике прибегают к различным приближенным методам, в частности пользуются энергетическим критерием устойчивости, в котором рассматривается характер изменения потенциальной энергии системы при малом отклонении ее от положения равновесия (для устойчивого равновесия потенциальная энергия = min).

НАДЕЖНОСТЬ

Соответственно ГОСТ 13377-75 – надежность – свойство изделия (детали, сборочной единицы, машины, сооружения и т.п.) выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах. Надежность машин и деталей тесно связана с их работоспособностью. Работоспособность определяет способность машины и ее деталей функционировать с заданными параметрами, а надежность, кроме того, характеризует и вероятность этой способности машин на протяжении определенного срока времени.

Надежность машины обусловливается совокупностью частных свойств: безотказностью, долговечностью, ремонтопригодностью и сохраняемостью. Показатели этих свойств устанавливаются, как правило, техническим заданием, то есть планированием качественных показателей новой техники. Известно, что надежность закладывается при проектировании, реализуется в производстве и поддерживается в эксплуатации. Началом обеспечения заданного уровня надежности на стадии проектирования является определение расчетных нагрузок в зависимости от условий эксплуатации и видов выполняемых работ.

Охарактеризуем свойства надежности.

Безотказность – свойство объекта непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого времени.

Долговечность – свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

Предельное состояние – состояние, при котором дальнейшая эксплуатация должна быть прекращена из-за неустранимого нарушения требований безопасности или неустранимого ухода заданных параметров за установленные пределы.

Ремонтопригодность – приспособленность объекта к предупреждению причин его отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания.

Отказ – событие, заключающееся в нарушении работоспособности.

Сохраняемость – свойство изделия сохранять требуемые эксплуатационные показатели после установленного срока хранения и транспортирования.

Наработка – продолжительность или объем работы объекта.

Основным показателем надежности является: вероятность безотказной работы P (t), т.е. вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ не

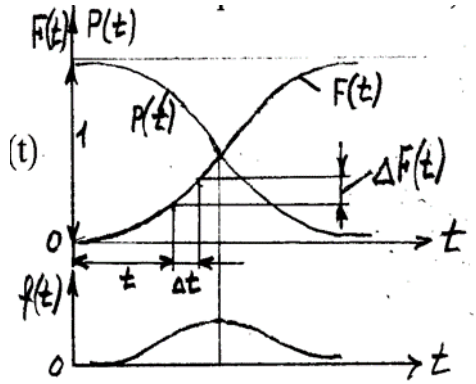
возникает; средняя наработка до отказа m (t) – математическое ожидание наработки объекта до первого отказа; интенсивность отказов ƛ (t) – условная плотность вероятности возникновения отказа невосстанавливаемого объекта, определяемая для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого отказ не возникал.

Если N – число машин (деталей) подвергнутых испытанию;

N(t) – число машин (деталей), отказавших за время испытаний;

F(t) – вероятность отказа, то

$$P(t) = \frac{N-N(t)}{N} = 1 - \frac{N(t)}{N} = 1 - F(t)$$



На данном рисунке приведены кривые P(t) (кривая убыли) и F(t)=1-P(t), а также кривая плотности распределения наработки до отказа

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = -\frac{dP(t)}{dt}.$$

Если ΔN(t) – число отказавших машин (деталей) в интервале времени от t до t + Δt, то

$$\Delta F(t) = \frac{\Delta N(t)}{N}.$$

При $\Delta t \to 0$ имеем, что

$$\frac{dF(t)}{dt} = f(t) = \frac{\Delta N(t)}{N\Delta t}.$$

Таким образом, плотность распределения наработки до отказа (f(t)) может быть приближенно определена статистически как отношение числа отказавших машин (деталей) в единицу времени к числу испытанных машин (деталей).

Интенсивность отказов для рассматриваемого момента времени t

$\lambda(t) \approx \frac{\Delta N(t)}{(N - N(t)) \cdot \Delta t}$, то есть интенсивность отказов $\lambda(t)$ приближено может быть определена статистически как отношение числа отказов в единицу времени к числу неотказавших машин (деталей).

Используя приведенные выражения для P(t), f(t) и $\lambda(t)$ можно записать

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)} = -\frac{dP(t)}{P(t)dt}$$; откуда после интегрирования в пределах от 0 до t получим что

$$P(t) = \exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right].$$

Вероятность безотказной работы может быть определена по формуле

$$P(t) = e^{-\lambda t},$$

где $\lambda = \frac{1}{t_{ср}}$ – постоянная интенсивность отказов,

где $t_{ср}$ – средняя наработка на отказ.

Если, как обычно, $\lambda(t) \leq 0{,}1$, то $P(t) \approx 1 - \lambda t$.

Для износовых отказов справедлив нормальный закон распределения. Плотность вероятности отказов в таком случае определяется

$$\lambda(t) = \frac{1}{S\sqrt{2\pi}}\, l^{-\frac{(t - t_{ср})^2}{2S^2}},$$

где $t_{ср} = \frac{\Sigma t_i}{N}$;

$S = \sqrt{\frac{\Sigma(t_i - t_{ср})^2}{N-1}}$ - среднее квадратичное отклонение.

Вероятность отказов и безотказной работы определяют по таблицам для нормального распределения, приводимым во всех математических справочниках.

Вероятность безотказной работы системы (машин), которую можно рассматривать в виде последовательно соединенных отдельных элементов, равна по теореме умножения вероятностей произведению вероятностей безотказной работы элементов.

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \ldots P_n(t) = \prod_{i=1}^{n} Pi(t).$$

К важнейшим показателям долговечности относятся такие показатели: ресурс (или технический ресурс) – (ГОСТ27.002-89) наработка машины (детали) от начала эксплуатации или после среднего или капитального ремонта до наступления предельного состояния; средний ресурс – математические ожидания ресурса; гамма-процентный ресурс, который обеспечивается у (γ) процентов изделия. Для многих изделий массового производства $\gamma = 90$ %.

Более подробные сведения об определении численных значений показателей надежности даны в ГОСТ 13377-75 и других ГОСТах.

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Для изготовления деталей машин применяют различные материалы – металлические и неметаллические. Правильный выбор материала для изготовления конструируемой детали имеет большое технико-экономическое значение. Общими предпосылками выбора материала детали является эксплуатационная надежность, технологичность и экономичность. Наиболее распространенными материалами машиностроения являются сталь, чугун, алюминиевые и медно-цинковые сплавы, бронзы и различные виды пластмасс, изготавливаемые на основе синтетических или природных высокомолекулярных смол. Кроме того, для изготовления некоторых деталей применяют дерево, резину, кожу, графит и др.

Стали (сплав Fe и C – до 2 %) – основной материал машиностроения. Они подразделяются на углеродистые и легированные, содержащие специальные присадки (Gr, Ni, Mo, W, V, Ti и др.).

Углеродистая конструкционная сталь:

Обыкновенного качества (ГОСТ 380-99) – обозначается Ст0, Ст1, Ст2, Ст3… Ст6 – номера идут в порядке возрастания их твердости, пределов прочности и текучести и снижения пластичности. Применяются для изготовления фасонного проката общего назначения: двутавровых балок, швеллеров, уголков, прутков, полос и др. эти стали делятся на группу А, выделяемую по механическим свойствам, группу Б – по химическому составу, группу В – по механическим свойствам с дополнительными требованиями по химическому составу.

Качественная (ГОСТ 1050-88) – обозначается: сталь 10, сталь 15 и т.д. где число 10, 15, 20… показывают примерное содержание углерода в сотых долях процента; делится на группу I с нормальным содержанием марганца, группу II с повышенным содержанием марганца: сталь 15 Г, сталь 20 Г и т.д. Эти стали применяются для изготовления: валов, осей, шестерен, шпонок, винтов. Предел текучести $\sigma_т$ = 210…440 МПа.

По содержанию углерода стали подразделяются на низкоуглеродистые (С ≤ 0,25 %), среднеуглеродистые (0,25 < С ≤ 0,6) % и высокоуглеродистые (0,6 < С ≤ 2) %.

Легированные конструкционные стали (ГОСТ 4543-71) – применяют главным образом для деталей ответственного назначения. Обозначаются: сталь 15Х, сталь 40ХН3А и др., где первые две цифры (15, 40) дают примерное содержание углерода в сотых долях процента, а последующие буквы и цифры указывают на легирующий элемент и его примерное процентное содержание: буква А указывает на высокое качество стали, т.е. снижения до минимума вредных примесей и фосфора. По суммарному процентному содержанию легирующих присадок их делят на **низколегированные** (присадок < 2...5 %), **среднелегированные** (присадок 2,5 ...10 %) и **высоколегированные** (присадок >10 %). Предел текучести $\sigma_т$ = 500…1000 МПа и больше.

Отливки деталей любой конструкции из углеродистой и легированной сталей дополнительной обработки давлением (прокат, ковка, штамповка и т.д.) не подвергаются, а поэтому обладают меньшей прочностью. Стальное литье обозначается (сталь 35Л, сталь 45Л) ГОСТ 977-75, различают трех групп I-отливки обыкновенного качества, II-отливки повышенного качества, III-отливки особого качества. Применяют для деталей машин сложной формы, находящихся под действием больших нагрузок и ударов, или требующих уменьшения массы (зубчатые колеса для тяжелых условий работы, сильно нагруженные корпуса и кронштейны). Отливки из легированных сталей (ГОСТ7832-65) имеют более высокие механические характеристики и применяются для особо ответственных деталей сложной формы. Для отливок применяются низколегированные стали: 30ХГСЛ, 20ХНМЛ, 35ХМЛ, 40ХЛ, 50ГЛ.

Для повышения механических и других свойств стали широко применяют термическую и химико-термическую обработку, а также механическое улучшение.

Основные виды **термической обработки** стали: отжиг, нормализация, улучшение, закалка и отпуск. Отжигом пользуются для уменьшения остаточных напряжений в деталях машин получаемых отливкой или обработкой давлением, а также при понижении твердости и улучшения обрабатываемости.

Нормализацию применяют для улучшения механических свойств и обрабатываемости резанием.

Закалку применяют для повышения прочности, твердости, износоустойчивости деталей (объемная и поверхностная).

Отпуск используют для снижения остаточных напряжений твердости, а также повышения вязкости закаленных деталей.

Улучшение состоит из двух операций – закалки и высокотемпературного отпуска для повышения прочности деталей машин при сохранении или повышении вязкости.

Химико-термическая обработка заключается в насыщении поверхностных слоев деталей машин углеродом (цементация, подвергают низкоуглеродистые стали, повышает твердость и несущую способность поверхностного слоя, обеспечивает высокую прочность на изгиб зубьев, углеродом и азотом (цианирование-насыщение происходит в расплавах, содержащих цианистые соли при t = 820…350^{0}C; нитроцементация – насыщение N и C ведется из газовой среды); азотом (азотирование).

Механическое упрочнение заключается в насыщении поверхностных слоев металла ДМ, следствием чего является уплотнение и упрочнение этих слоев (накатка гладким роликом, дробеструйная обработка покрытие более прочными или более износоустойчивыми материалами.

Чугуны – сплавы Fe и C (свыше 2 %). Различают серый чугун ГОСТ 1412-70: СЧ 12-28; СЧ15-32; СЧ18-36; СЧ21-40… - цифры означают пределы прочности при растяжении и изгибе в кгс/мм^2.

$E_{сч}$ = (1…1,5) 10^5 МПа при $\sigma_в$ = 120…400 МПа.

антифрикционный – (АСЧ-1, АСЧ-2, АСЧ-3-для серого, АВЧ-1, АВЧ-2-для высокопрочного-чугун 1)

высокопрочный (ВЧ45-5, ВЧ50-2…) ГОСТ 7293-70 (цифры – предел прочности разрыву в Кгс/мм^2 и относительное удлинение в %) E = (1,6…1,9) 10^5 Мпа.

жаростойкие (ЖЧХ-0,8; ЖЧС-5,5… жаростойкие чугуны Х-хром 0,8 %, С- это легированные чугуны 5,5 %).

Сплавы цветных металлов – медные, баббиты, легкие сплавы.

Медные сплавы: латунь – сплав меди с цинком.

бронза – медные сплавы кроме латуни, название им дают по легирующим элементам (Sn, P, Al, Fe, Mn, Sв, Zn и др.).

Маркировка бронз: Бр Оф10-1 - бронза содержит 10 % олова, 1 % фтора, остальное – медь. Бронза обладает высокими антифрикционными и антикоррозионными свойствами и поэтому широко применяются в узлах трения. Латуни кроме указанных свойств имеют хорошую электропроводность, технологические свойства поэтому применяют их для изготовления проволоки, гильз, труб, деталей электрических машин.

$\sigma_{т\ бронз}$ = 80…200 Мпа.

Баббиты – сплавы обычно на основе олова и свинца, используются в подшипниках скольжения и обладают высокими антифрикционными свойствами.

Б 83 – (Sn -9, Си – 2, Sв – 2, Ni – 1, Al – остальное).

Б 16 – (16 % свинца, Си – 1,75 %, - Sв – 16 % остальное – олово Рв).

А 09-2 (83 % свинца, $С_и$ (медь) – 6 %, - сурьма Sв – 11 %).

$\sigma_{вс}$ = 115…700 Мпа.

Легкие сплавы – имеют алюминиевую или магниевую основу, их $q \leq 3{,}5$ г/см^3. Силумины – алюминиевый сплав, в котором кремния $\leq$ 20 %. Дюралюминий – Д 16. Наибольшей плотностью обладают титановые сплавы ($\sigma_в$ = 110 Мпа, сплав ВТ3) – прочность как у легированной стали, а плотность меньше в 1,7 раз.

Спеченные (металлокерамические) материалы получают прессованием порошков металлов с последующим их спеканием в прессформах деталей. В машиностроении чаще применяют детали на основе железного порошка.

Пластмассы – термопласты и реактопласты. Первые при нагревании переходят в вязкотекучее состояние без химических превращений и поэтому могут быть повторно переработаны. Вторые – нет.

Пластмассы – текстолит, гетинакс, асботекстолит, стеклопластики, нейлон, капрон. Кроме смол состоят из наполнителей: древесная мука, бумага, хлопчатобумажная ткань, асбест, графит, стеклоткань и др., которые служат для улучшения и повышения механических, антифрикционных, диэлектрических и др. свойств.

Резина – изготовлена на основе натурального или синтетического каучука. Твердая резина содержащая 40…60 % серы называется эбонитом.

Раздел 2 ПЕРЕДАЧИ

Тема 3 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Механические устройства, применяемые для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости, сил или моментов, а иногда и с преобразованием характера и закона движения, называют механическими передачами.

В зависимости от того, каким способом осуществляется передача энергии, различают механические, пневматические, гидравлические и электрические передачи.

Необходимость введения передачи между источником (двигателем) и потребителем (рабочим органом) обусловлено:

1. отличием частот вращения (скоростей движения) рабочих органов и двигателя;
2. необходимостью регулирования скорости рабочего органа;
3. отличием момента на рабочем органе по сравнению с моментом на валу двигателя;
4. отличием характера движения рабочего органа от закона движения выходного вала двигателя.

По способу передачи движения механические передачи классифицируют на передачи трением – фрикционные, ременные, канатные и передачи зацеплением – зубчатые, червячные, винтовые, цепные.

Возможен и другой принцип классификации механических передач:

1. передачи с непосредственным контактом (фрикционные, зубчатые, червячные, винтовые);
2. передачи с промежуточным гибким звеном (ременные, цепные, канатные).

Привод – энергосиловое устройство, приводящее в движение машину или механизм.

Привод состоит обычно из источника энергии, передаточного механизма и аппаратуры управления. Источником энергии служит двигатель (тепловой, электрический, пневматический, гидравлический. и др.) или устройство, отдающее заранее накопленную механическую энергию (пружинный, инерционный, гиревой механизм и др). В некоторых случаях привод осуществляется за счет мускульной силы (например, в ручных лебедках и т.п.).

Аппаратура управления служит для пуска, остановки, применения направления вращения, регулирования скорости, торможения, защиты двигателей и механизмов машин от перегрузок и повреждений, блокировки отдельных механизмов и т.д.

Основными характеристиками передачи является:

1. передаваемый момент;
2. угловая скорость;
3. передаточное число;
4. коэффициент полезного действия.

Из теоретической механики известно, что если точки тела всем движением описывают окружности с центром по одной и той же прямой, перпендикулярной

к этим окружностям, то такое движения называется вращательным. Быстрота вращательного движения характеризуется угловой скоростью W, измеряемой в рад/с или $с^{-1}$, или частотой вращения n, измеряемой в $мин^{-1}$.

Частота вращения и угловая скорость связаны формулой

$\omega = \pi n/30$.

Линейную (окружную) скорость точки вращающегося тела определяют по формуле

$$\vartheta = \omega \cdot r = \pi dn/60 \text{ , м/с.}$$

где $d -$ диаметр окружности, м.

Силу, действующую на тело, вызывающую его вращение и направленную по касательной к траектории точки ее приложения называют окружной силой (F). Между мощностью, окружной силой и скоростью существует связь

$N = F \cdot \vartheta$, кВт

F – кН;

ϑ – м/с.

А поскольку

$$N = \frac{2T}{d} \cdot \vartheta = T \cdot \frac{\vartheta}{r} = T \cdot \omega = T \cdot \frac{n}{9{,}55} .$$

где T – крутящий момент, кНм.

Откуда $T = 9{,}55 \frac{N}{n}$.

Если обозначить, для ведущего и ведомого звена передачи соответственно передаваемые мощности N_1 и N_2 и частоты вращения n_1 и n_2, то:

1. Коэффициент полезного действия передачи

$\eta = N_2/N_1 = T_2/T_1 \cdot i$;

$i = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_1$ (передаточное число – передаточное отношение ≥ 1).

Тема 4 ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

Общее понятие о фрикционных передачах, их классификация и область применения

Фрикционные передачи – это передачи, в которых движение от ведущего тела к ведомому передается силами трения. Необходимая сила трения между телами фрикционной передачи достигается принудительным нажатием одного из

них на другое. При этом необходимо, чтобы сила трения между телами $F_{тр}$ была больше или равна окружному усилию F_t, т.е.

$F_{тр} > F_t$, рис.2.1.

Сила трения равна

$F_{тр} = F_n \cdot f$.

где F_n – сила, сжимающая тела (катки);

f – коэффициент трения между катками.

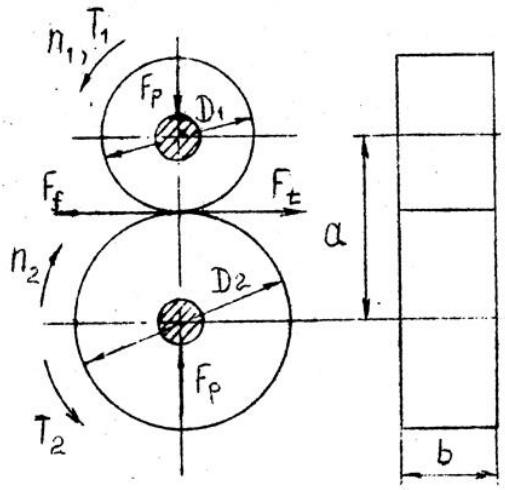


Рисунок 2.1 Схема фрикционной передачи

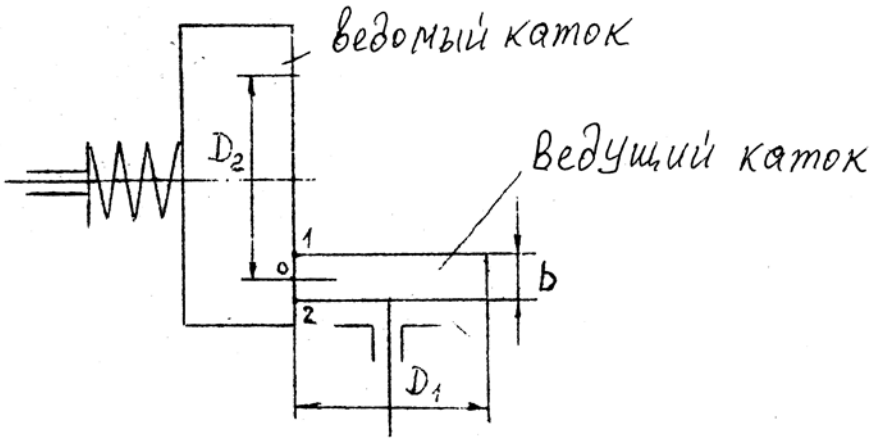


Рисунок 2.2 Схема лобового вариатора

Различают фрикционные передачи с условно постоянным передаточным числом и передачи с переменным числом – вариаторы, позволяющие бесступенчато, плавно изменять частоту вращения.

Фрикционные передачи с условно постоянным передаточным числом могут быть конструктивно выполнены между параллельными осями валов (а) и между пересекающимися осями валов (б).

При этом катки могут быть с гладким ободом и с клинчатым ободом.

Вариаторы могут быть: без промежуточного звена и с промежуточным звеном. По конструктивному исполнению вариаторы весьма разнообразны: лобовые, конусные, шаровые, многодисковые, клиноременные, рис. 2.2.

В зависимости от материала, из которого изготовлены катки, фрикционные передачи бывают:

1. Передачи с металлическими катками, изготавливаемыми из сталей ШХ15, 18ХГТ, 18ХНВА, эти передачи передают сравнительно большие моменты. Катки обычно работают в масляной ванне.

2. Передачи с неметаллическими катками, точнее с неметаллической рабочей поверхностью ведущего чугунного или стального катка. Неметаллические материалы применяются для повышения коэффициента трения в зоне контакта катков. Для этого используются: дерево, текстолит, гетинакс, кожа, резина, прорезиненная ткань, фибра, феррадо. Ведомый каток, как правило, изготавливают из чугуна или стали без облицовочного покрытия.

Передачи с условно постоянным передаточным числом применяются в механизмах приборов. В машиностроении такие передачи используют крайне редко (например, фрикционные лебедки, иногда применяемые в буровой технике).

Вариаторы широко используют в кинематических передачах приборов и на первых быстроходных ступенях передач металлорежущих станков, текстильных, литейных и других машин. Передаваемая мощность обычно не превышает 20 кВт. Достоинства фрикционных передач:

простота конструкции;

плавность и бесшумность работы;

возможность бесступенчатого регулирования скорости, включения и выключения передачи без остановки машины;

за счет проскальзывания при перегрузках предохраняет механизм привода от поломок.

Недостатки фрикционных передач:

непостоянство передаточного отношения;

ограниченность передаваемых мощностей – до 10…20 кВт (некоторые передачи со стальными закаленными катками, работающими в масле, могут передавать мощность до 200…300 кВт, (радиальная нагрузка на опоры примерно в 30 раз превышает окружное усилие);

сравнительно низкий к.п.д. (η = 0,7…0,95);

повышенный и неравномерный износ рабочих поверхностей катков (фрикционные передачи имеют в 10 и более раз меньшую несущую способность по сравнению с зубчатыми передачами);

ограниченность окружных скоростей, не более 7…10 м/с. (при $\sigma >$ 7…10 м/с катки обычно работают в масле).

ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАБОТЫ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

При работе фрикционных передач могут иметь место три вида скольжения:

буксование;

упругое скольжение;

геометрическое скольжение.

БУКСОВАНИЕ

Буксование возникает в том случае, когда движущего момента, создаваемого силами трения в контакте, недостаточно для преодоления внешней нагрузки.

Условие возникновения буксования

$$F_t > F_{тр} .$$

Буксование вызывает износ сопряженных поверхностей, поэтому его надо избегать. Для того, чтобы исключить буксование, вводят коэффициент запаса по сцеплению (β)

$$F_{тр} = F_{n} \cdot f \geq \beta \, F_{т} ,$$

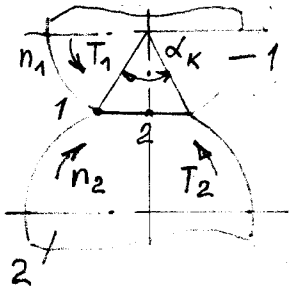
β = 1,5…2 для силовых передач;

β = 3 – в приборах.

УПРУГОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ

Упругое скольжение связано с особенностями упругих деформаций на площадке контакта при перекачивании сопряженных поверхностей пары. Упругая деформация возникает вследствие того, что тела необсолютно жесткие. Вследствие этого, элементы поверхности катка 1 к точке 1 приходят сжатыми, а после точки 2 (полюса контактирования) элементы поверхности растягиваются. Элементы поверхности катка 2 деформируются наоборот: от точки до точки 2- расстягиваются, а после точки 2 – сжимаются. Разность деформаций контактирующих тел приводит к разности окружных скоростей в зоне контакта. А это есть не что иное, как скольжение. Оно всегда имеет место во фрикционных передачах. Величина упругого скольжения зависит от модуля упругости

материалов и нормальной нагрузки и обычно бывает невилика для стальных пар 0,2 %, для фрикционной пары текстолит-сталь 1 %.



$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}$$

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ

Геометрическое скольжение характерно для фрикционных передач и связано с различием скоростей, по величине, а тогда и по направлению, контактирующих точек ведущего и ведомого роликов. Геометрическое скольжение возникает на поверхности контакта роликов вдоль их образующих.

Рассмотрим геометрическое скольжение на примере лобового вариатора. У этого вариатора окружные скорости на ролике (ведущий элемент) $\vartheta_р$ вдоль образующей постоянны, а на ведомом диске $\vartheta_в$ изменяются пропорционально радиусу, рис. 2.2.

У этой передачи есть один полюс качения – точка О, для которой

$$\vartheta_0 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60};$$

Следует иметь ввиду, что положение полюса О не постоянно и зависит от величины передаваемого момента.

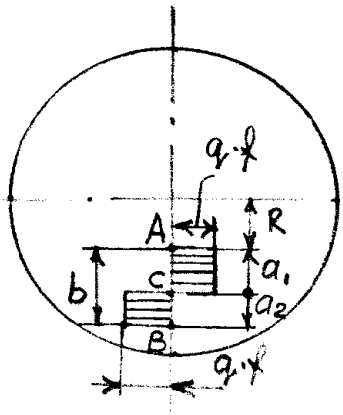
Скорости точек 1 и 2 на ведомом диске будут

$$\vartheta_1 = \frac{\pi(D_2 - в)n_2}{60}$$

$$\vartheta_2 = \frac{\pi(D_2 + в)n_2}{60}$$

Из полученных выражений следует, что скорости точек ведомого диска различные, отсюда и возникает геометрическое скольжение $\vartheta_{ск}$

$$\vartheta_{ск} = \vartheta_2 - \vartheta_1 = \frac{\pi D_2 n_2}{60} + \frac{\pi в n_2}{60} - \frac{\pi D_2 n_2}{60} + \frac{\pi в n_2}{60} = \frac{\pi в n_2}{30}$$



$$q = \frac{Fn}{b}$$

$$qf = \frac{Fn}{b} \cdot f$$

$$\frac{Fn}{b} \cdot f a_1 - \frac{Fn}{b} f a_2$$

$$\frac{Fn}{b} \cdot f a_1 - \frac{Fn}{b} f a_2 = F_t$$

$$F_n f\,(a_1 - a_2) = F_t b\ ,$$

$$a_1 + a_2 = b \rightarrow a_2 = b - a_1$$

$$a_1 - a_2 = a_1 - b + a_1 = 2a_1 - b = \frac{F_t\, b}{F_n f} \rightarrow$$

$$a_1 = \frac{b}{2}\left(\frac{F_t}{F_n f} + 1\right) : \quad F_t = F_n f$$

$$a_1 = b$$

передаточное число

$$n = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{d_{m2} \pm 2\Delta}{d_1(1-\varepsilon)};\ \Delta = a_1 - \frac{b}{2} = \frac{b}{2} \cdot \frac{F_t}{F_n f}$$

(+) - ролик ведущий элемент

(-) – ролик ведомый элемент

$$T_1 = F_t \cdot r = F_n \cdot f \cdot r \rightarrow \text{в пределе}$$

$$T_2 = F_n \cdot f \frac{a_1}{b}\left(R + \frac{a_1}{2}\right) - F_n \cdot f \frac{a_2}{b}\left(R + a_1 + \frac{a_2}{2}\right)$$

Следовательно поскольку присутствуют упругое и геометрическое скольжение, то невозможно добиться постоянного передаточного отношения.

В этом случае передаточное число определяется выражением

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \ ,$$

где ε – коэффициент скольжения, $\varepsilon = 0{,}01 \ldots 0{,}05$.

Следует отметить, что геометрическое скольжение не наблюдается в передачах, выполненных с параллельными валами, а также с пересекающимися валами, если образующая поверхности контакта проходит через точку пересечения осей катков.

Эти фрикционные передачи не имеют геометрического скольжения.

РАСЧЕТ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ДЕЙСТВУЮЩИХ В ПЕРЕДАЧАХ

Валы параллельные

Катки гладкие

Исходя из условия работоспособности передачи с жесткими телами качения, рис. 2.3

$$F_{тр} = F_n \cdot f \geq \beta F_t \ .$$

Требуемая сила их прижатия определяется по формуле

$$F_n = \frac{\beta}{f} \cdot F_t = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{2T_1}{D_1} \ ,$$

где T_1 крутящий момент на ведущем валу,

($T_1 = 9550 \ \frac{N_1}{n_1}$ Нм) ; N_1 – кВт, n_1 – об/мин $^{-1}$;

D_1 – диаметр ведущего ролика, мм.

Усилие включения $Q = F_n$.

Поскольку межосевое расстояние

$$a = \frac{D_2}{2} \pm \frac{D_1}{2} = \frac{D_2}{2} \cdot \frac{D_1}{D_1} \pm \frac{D_1}{2} = \frac{i}{2} D_1 \pm \frac{D_1}{2} = \frac{D_1}{2} (i \pm 1) \ ,$$

то

$$D_1 = \frac{2\theta}{i \pm 1} \ ,$$

$$D_2 = \frac{2\theta \cdot i}{i \pm 1} \ .$$

здесь: (+) для внешнего контакта, (-) – для внутреннего контакта.

Тогда можно записать, что

$$F_n = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{2T_1}{D_1} = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{2 \cdot 9550 \cdot N_1}{n_1} \cdot \frac{1(i \pm 1)}{2a} = 9550 \cdot \frac{N_1}{n_1} \cdot \frac{\beta}{f} \cdot \frac{i \pm 1}{a} \ ,$$

здесь Q – в м.

Контактное напряжение для гладких металлических катков определяются по формуле Герца-Беляева (начальным касанием по линии)

$$\sigma_н = 0{,}418 \sqrt{\frac{F_n E_{np}}{в\, \rho_{np}}} = \sqrt{\frac{F_n}{в} \frac{E_{np}}{2\pi(1-D^2)\, \rho_{np}}}$$

где в – длина контакта; $\frac{F_n}{в} = q$ – удельная нагрузка;

$в = \Psi \cdot \theta$

Ψ = 0,2…0,4 – коэффициент ширины роликов;

$E_{пр}$ – приведенный модуль упругости: при изготовлении контактирующих тел из разных материалов

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}.$$

$\rho_{пр}$ - приведенный радиус кривизны рабочих поверхностей контактирующих тел.

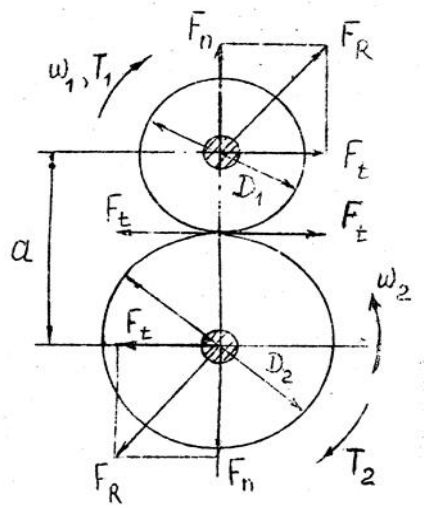


Рисунок 2.3 Схема фрикционной передачи с цилиндрическими катками с гладким ободом

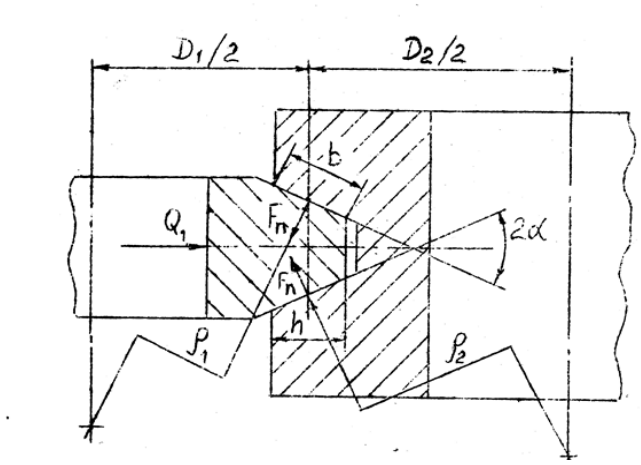


Рисунок 2.6 Схема фрикционной передачи с цилиндрическими катками с клинчатым ободом

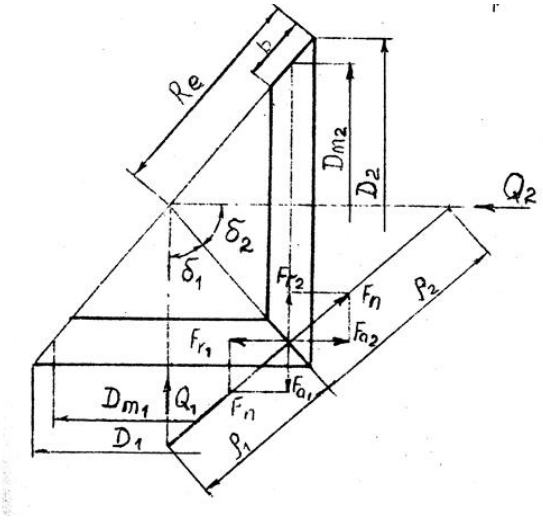


Рисунок 2.7 Схема фрикционной передачи с коническими катками

Если два цилиндра с параллельными осями прижимать друг к другу, то вследствие деформации материала цилиндров в зоне их соприкосновений появляется контактная площадка, имеющая вид прямоугольника. Длина этого прямоугольника равна длине цилиндров (b), а ν ширина зависит от величины нагрузки, размеров цилиндра (длине и радиуса кривизны) и свойств материала и может быть найдена по формуле (теории упругости).

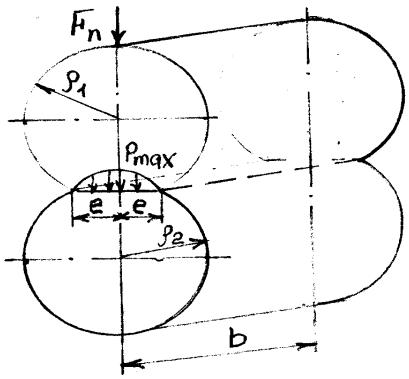


Рисунок 2.4

$$e = \sqrt{\frac{4F_n(K_1+K_2}{b\ 1/\rho r}},$$

где F_n – усилие, сжимающее цилиндры,

e – половина длины площадки контакта,

b – ширина цилиндров,

$\rho_r = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ – приведенный радиус кривизны в зоне контакта сжимаемых цилиндров.

$\frac{1}{\rho_r} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{2} \rightarrow \rho_r = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ + в случае наружного контакта

- в случае внешнего контакта

$K_1 = \frac{1-\nu_1^2}{\pi E_1}$; $K_2 = \frac{1-\nu_2^2}{\pi E_2}$ – характеристики упругих свойств материалов сжимаемых катков

ν_1 ν_2 - коэффициенты Пуассона (коэффициент поперечной деформации)

$$\nu = \frac{\varepsilon_{\text{попер}} - \text{относительная поперечная деформация}}{\varepsilon_{\text{прод}} - \text{относительная продольная деформация}}$$

$\varepsilon_{\text{попер}} = \frac{d-d_1}{d}$; $\varepsilon_{\text{прод}} = \frac{l_1-l}{l}$

$E_{1,2}$ – модуль упругости материалов.

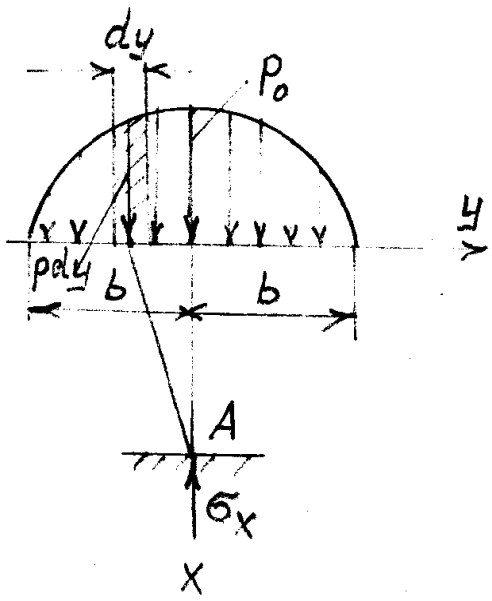


Рисунок 2.5

$$\frac{p^2}{p_0^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1. \qquad \text{(а)}$$

p_0 – максимальная ордината на опоре давления,

p – давление по линии контакта.

$$\mathrm{p} = \int_{-b}^{+b} p dy$$

подставляя p из формулы (а) и выполняя интегрирование

$$\mathrm{P}_0 = 2\mathrm{P}/(\pi b)\ ,$$

$$\sigma_x = -2\ \mathrm{P}/[\pi(\mathrm{x}^2 + b^2)^{1/2}]$$

при x = 0 $\quad \sigma_{x\,max} = \frac{2p}{\pi b}$

Для определения ширины полосы контакта необходимо рассмотреть деформации в месте контакта. Когда материал обоих цилиндров одинаков и коэффициент Пуассона ν = 0,3

$$b = 1{,}52\sqrt{\frac{\mathrm{p}\ R_1 R_2}{\mathrm{E}\ R_1 + R_2}}$$

E – модуль упругости материала цилиндров,

R_1 и R_2 – радиусы соприкасающихся цилиндров.

Давление в пределах контактной площадки распределяем по закону эллипса, т.е.

$$\frac{\mathrm{p}^2}{\mathrm{p}_{max}^2} + \frac{y^2}{e^2} = 1,$$

где p_{max} – максимальная ордината на эпюре давления;

p – давление по линии контакта.

Нагрузка, приходящаяся на единицу длины образующей цилиндров, в предположении, что она распределена по длине (b) равномерно

$q = \frac{F_n}{b} = \int_{-e}^{+e} p dy$, но из p =$\mathrm{p}_{max}\sqrt{1-\frac{y^2}{e^2}}$, тогда

$q = \frac{F_n}{b} = p_{max}\sqrt{1-\frac{y^2}{e^2}}\, dy = \frac{p_{max}}{e}\int_{-e}^{+e}\sqrt{e^2-y^2}\; dy = \frac{p_{max}}{e}\,[\frac{y}{2}\sqrt{e^2-y^2} +$

$+\frac{e^2}{2}\ \arcsin\frac{y}{e}]\,|_{-e}^{+e} = \frac{p_{max}}{e}[\frac{\mathrm{e}}{2}\sqrt{e^2-\mathrm{e}^2}+\frac{e^2}{2}\ \arcsin\frac{\mathrm{e}}{e} - \frac{\mathrm{e}}{2}\sqrt{e^2-(-\mathrm{e})^2}$ -

$-\frac{e^2}{2}\arcsin\frac{-\mathrm{e}}{e}\,] = \frac{p_{max}}{e}\,\frac{\pi}{2}\,(\frac{e^2}{2}+\frac{e^2}{2}) = \frac{p_{max}\pi e^2}{e2} = p_{max}\,\frac{\pi \mathrm{e}}{2}$.

$p_{max} = \frac{2q}{\pi e} = \frac{2F_n}{\pi e b}$ и соответственно максимальное нормальное напряжение

$\sigma_{nmax} = \frac{2F_n}{\pi e b} = \frac{2F_n}{\pi b\sqrt{\frac{4F_n(K_1+K_2)}{b}\rho_r}} = \frac{2F_n\sqrt{\frac{4F_n(K_1+K_2)\rho_r}{b}}}{\pi b\,\frac{4F_n(K_1+K_2)}{b}\rho_r} = \frac{\sqrt{\frac{F_n(K_1+K_2)}{b}\rho_r}}{\pi(K_1+K_2)\rho_r} =$

$= \frac{\sqrt{\frac{F_n}{b}(\frac{1-{v_1}^2}{\pi E_1}+\frac{1-{v_2}^2}{\pi E_2})\rho_r}}{\pi\left(\frac{1-{v_1}^2}{E_1}+\frac{1-{v_2}^2}{E_2}\right)\frac{1}{\pi}\rho_r}$; если $v_1 = v_2 = v$, тогда $\frac{1-{v_1}^2}{E_1} + \frac{1-{v_2}^2}{E_2} = (1\text{-}v^2)\,(\frac{E_1+E_2}{E_1E_2}) = =$

$\frac{2(1-v^2)}{E_r}$, тогда

$\sigma_{\mathrm{н}max} = \frac{\sqrt{\frac{F_n}{b}\frac{2(1-v^2)}{\pi E_r}\rho_r}}{\frac{2(1-v^2)}{E_r}\rho_r} = \frac{\sqrt{\frac{F_n}{b}\frac{2(1-v^2)}{\pi E_r}\rho_r}}{\sqrt{(\frac{2(1-v^2)}{E_r}\rho_r)^2}} = \sqrt{\frac{F_n}{b}\frac{2(1-v^2)\rho_r {E_r}^2}{E_r\pi[2(1-v^2)\rho_r]^2}} = \sqrt{\frac{F_n}{b}\frac{E_r}{2\pi(1-v^2)\rho_r}}$;

для сталей v = 0,3, тогда

$\sigma_{\mathrm{н}max} = 0{,}418\sqrt{\frac{F_n}{b}\frac{E_r}{\rho_r}}$.

В общем случае, когда $v_1 \neq v_2$ имеем

$\sigma_{\mathrm{н}max} = \frac{\sqrt{\frac{F_n(K_1+K_2)}{b}\rho_r}}{A(K_1+K_2)\rho_r} = \sqrt{\frac{F_n}{b\rho_r}}\cdot\sqrt{\frac{-1}{\pi^2(K_1+K_2)}} = \sqrt{\frac{F_n}{b\rho_r}}\cdot\sqrt{\frac{-1}{\pi^2\left[\frac{1-{v_1}^2}{\pi E_1}+\frac{1-{v_2}^2}{\pi E_2}\right]}} = \sqrt{\frac{F_n}{b\rho_r}}$.

$$\cdot \sqrt{\frac{E_1 E_2}{\pi[E_2(1-{v_1}^2)+E_1(1-{v_2}^2)]}} = Z_м \sqrt{\frac{F_n}{b\rho_r}} = Z_м \sqrt{\frac{q}{\rho_r}} .$$

$$Z_м = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{\pi[E_2(1-{v_1}^2)+E_1(1-{v_2}^2)]}} ;$$

если $v_1 = v_2 = v$, то

$$Z_м = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{\pi(1-v^2)(E_2+E_1)}} = \sqrt{\frac{E_r}{2\pi(1-v^2)}} .$$

$$\rho_{пр} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} .$$

Для гладких цилиндрических катков

$$\rho_{пр} = \frac{\frac{D_1 D_2}{2\ \ 2}}{\frac{D_2}{2} \pm \frac{D_1}{2}} = \frac{D_1 D_2}{2(D_2 \pm D_1)} = \frac{D_1 D_2}{2(\frac{D_2}{D_1} D_1 \pm D_1)} = \frac{D_2 D_1}{2D_1(i \pm 1)} ;$$

$$\rho_{пр} = \frac{D_2}{2(i \pm 1)} = \frac{2ai}{2(i \pm 1)^2} = \frac{ai}{(i \pm 1)^2} .$$

Подставим полученные значения для F_n, b, $\rho_{пр}$, D_1 в формулу Герца - Беляева

$$\sigma_н = 0{,}418 \sqrt{\frac{9550\ N_1}{n_1} \frac{\beta}{f} \frac{i \pm 1}{a} \frac{E_{np}}{\Psi a} \frac{(i \pm 1)^2}{ai}} \leq [\sigma_н] .$$

Разрешим полученное выражение относительно a.

Тогда $a = (i \pm 1) \sqrt[3]{(\frac{1292}{[\sigma_н]})^2 \frac{n_1 \beta E_{np}}{n_1 f \Psi i}}$, мм

Здесь $\sigma_н$ и $E_{пр}$ в н/мм^2 .

На валы фрикционной передачи действуют следующие нагрузки: окружное усилие F_t и усилие нажатия F_n . Результирующая радиальная нагрузка на вал

$$F_R = \sqrt{{F_t}^2 + {F_n}^2} = F_t \sqrt{1 + (\frac{\beta}{f})^2}$$

2. Валы параллельны, катки цилиндрические с клинчатым ободом

В этом случае для передачи окружного усилия F_t нужно выполнить условие, рис. 2.6

$$2F_n \cdot f \cdot z \geq \beta F_t ,$$

где z – число канавок в ободе.

Откуда нормальным усилие будет

$2F_n fz = \beta \frac{2T_1}{D_1}$, $F_n = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{T_1}{ZD_1}$.

Усилие включения

$Q_1 = 2\ F_n \cdot sin\alpha = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{2T_1}{ZD_1} \cdot sin\alpha,$

где α– половина угла клина.

При z = 1 можно записать, что

$Q_1 = Q \cdot sin\alpha$,

и поскольку обычно $\alpha = 15\ldots20^0$, ($sin\alpha$ = 0,28…0,34), то усилие прижатия клинчатых катков в 3…4 раза меньше, чем цилиндрических.

Рассмотрим формулу Герца-Беляева. Центр кривизны лежит на нормали к кривой со стороны ее вогнутости

$\rho_1 = \frac{D_1}{2 \cdot sin\alpha}$, $\rho_2 = \frac{D_2}{2 \cdot sin\alpha}$.

Тогда приведенный радиус

$$\rho_{np} = \frac{\frac{D_1 D_2}{4sin^2\alpha}}{\frac{D_2 \pm D_1}{2 \cdot sin\alpha}} = \frac{D_1 D_2}{(D_2 \pm D_1) \cdot 2sin\alpha} = \frac{D_2}{2(i \pm 1) \cdot 2sin\alpha} = \frac{ai}{(i \pm 1)^2 sin\alpha} \ .$$

Высота (h) клинового выступа определяется по формуле $h = \frac{0{,}08a}{u \pm 1}$,

обычно h = (5…15) мм ($h \cong 0{,}04D_1$) .

Длина линии контакта

$b = \frac{0{,}08a}{(u \pm 1)cos\alpha}$.

Подставим полученные значения для F_n, b, ρ_{np}, D_1

в формулу Герца-Беляева

$$\sigma_н = 0{,}418 \sqrt{\frac{9550N_1}{n_1} \frac{\beta}{zf} \frac{(i \pm 1)}{2a} \frac{E_{np}(i \pm 1)cos\alpha}{0{,}08a} \frac{(i \pm 1)^2 sin\alpha}{ai}} \ ,$$

Откуда при $\alpha = 15^0$ найдем межосевое расстояние

$$a = (i \pm 1)\sqrt[3]{(\frac{1615}{\sigma_н})^2 \frac{N_1 \beta E_{np}}{n_1 f z i}(i \pm 1)}\ .$$

На валы фрикционной передачи действует результирующая от сил F_t и Q_1 нагрузка, определяемая выражением

$$F_R = \sqrt{{F_t}^2 + {Q_1}^2} = F_t \sqrt{1 + (\frac{\beta}{f} sin\alpha)^2}.$$

2.2.3. Валы пересекаются (катки конические)

В этом случае нажатие катков можно производить как со стороны ведущего, так и со стороны ведомого катков, тогда, рис.2.7

$Q_1 = F_n \cdot \sin \delta_1$, $Q_2 = F_n \cdot \sin \delta_2$, то есть выгодно нажатие производить со стороны катка, у которого δ меньше.

Нормальное усилие равно

$F_n = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{2T_1}{D_{m1}}$,

где D_{m1}– средний диаметр, мм .

Найдем значение D_{m1}.

Из рисунка следует

$$(R_e - 0{,}5b)^2 = (\frac{D_{m1}}{2})^2 + (\frac{D_{m2}}{2})^2, \text{ отсюда}$$

$$R_e - 0{,}5b = \sqrt{\left(\frac{D_{m1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)^2} = \frac{D_{m1}}{2}\sqrt{1 + i^2}\ .$$

Из полученного выражения следует, что

$D_{m1} = \frac{2(R_e - 0{,}5b)}{\sqrt{1+i^2}}$.

Аналогично можно получить выражение для определения

$D_{m2} = \frac{2(R_e - 0{,}5b)i}{\sqrt{1+i^2}}$.

У данной фрикционной передачи радиусы кривизны определяются по формулам, (ΔОСА и Δ ОСВ)

$\rho_1 = (R_e - 0{,}5b) \cdot tg\ \delta_1 = (R_e - 0{,}5b) \cdot \frac{1}{i}$;

$\rho_2 = (R_e - 0{,}5b) \cdot tg\ \delta_2 = (R_e - 0{,}5b) \cdot\ i$,

так как

tg $\delta_1 = \frac{D_{m1}}{D_{m2}} = \frac{1}{i}$ и tg $\delta_2 = \frac{D_{m2}}{D_{m1}}$ = i.

Отсюда

$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{(R_e - 0{,}5b)^2}{(R_e - 0{,}5b)(\frac{1}{i} + i)} = \frac{(R_e - 0{,}5b)i}{1 + i^2}$.

Подставляя полученные выражения для F_n , D_{m1}, $\rho_{\text{пр}}$ в формулу Герца-Беляева и учитывая, что b = $\Psi_k \cdot R_e$, где $\Psi_k = 0{,}2 \ldots 0{,}25 -$ коэффициент ширины роликов, получим

$\sigma_{\text{н}} = 0{,}418\sqrt{\frac{F_n E_{np}}{b\rho_{np}}} = 0{,}418\sqrt{\frac{\beta}{f}\frac{2}{2}\frac{9550N_1\sqrt{1+i^2}}{n_1(R_e - 0{,}5b)b}\frac{(1+i^2)E_{np}}{(R_e - 0{,}5b)i}} =$

$= 0{,}418\sqrt{\frac{\beta}{f}\frac{9550N_1\sqrt{(1+i^2)^3}}{n_1\Psi_k \cdot R_e(R_e - \Psi 0{,}5_k R_e)^2}\frac{E_{np}}{i}} = 0{,}418\sqrt{\frac{\beta}{f}\frac{9550N_1\sqrt{(1+i^2)^3} \cdot E_{np}}{\Psi_k n_1 R_e^3 (1 - 0{,}5\Psi_k)^2 i}}$.

Откуда находим конусное расстояние

$R_e = \sqrt{1 + i^2} \cdot \sqrt[3]{[\frac{1292}{[\sigma_{\text{н}}](1 - 0{,}5\Psi_k)}]^2 \frac{\beta N_1}{f\Psi_k n_1 i} \cdot \text{E}_{\text{пр}}}$.

На валы фрикционной передачи действуют следующие нагрузки.

Радиальные

$$\text{R}_1 = \sqrt{{F_t}^2 + {F_{r1}}^2} = \text{F}_\text{t}\sqrt{1 + (\frac{\beta}{f}cos\delta_1)^2}\ ,$$

$$\text{R}_2 = \sqrt{{F_t}^2 + {F_{r2}}^2} = \text{F}_\text{t}\sqrt{1 + (\frac{\beta}{f}cos\delta_2)^2}\ ,$$

где $F_{r1} = F_n\ cos\delta_1 = \frac{\beta}{f}\ F_t\ cos\delta_1$,

$$F_{r2} = F_n\ cos\delta_2 = \frac{\beta}{f}\ F_t\ cos\delta_2\ .$$

Осевые нагрузки

$$F_{a1} = F_n\ sin\delta_1 = \frac{\beta}{f}\ F_t\ sin\delta_1\ ,$$

$$F_{a2} = F_n \sin\delta_2 = \frac{\beta}{f} F_t \sin\delta_2 .$$

РАСЧЕТ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С РОЛИКАМИ ИЗ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

Для роликов с рабочей поверхностью из дерева, кожи, резины и других материалов, не подчиняющихся закону Гука, параметры передачи определяют из расчета на износостойкость по удельной линейной нагрузке

$q = \frac{F_n}{b} \leq [q]$,

где [q] – допускаемая удельная нагрузка, Н/мм;

для текстолита	39…78;
фибры	34…39;
кожи	14…24;
дерева	2,4…5;
резины	10…29,4.

В этом случае основные геометрические параметры фрикционных передач будут определяться по следующим формулам.

1 Передачи с параллельными валами:

а) ролики цилиндрические гладкие

$\frac{F_n}{b} = 9550 \frac{N_1}{n_1} \frac{\beta}{f} \frac{i\pm1}{a} \frac{1}{\Psi a} \leq [q]$, отсюда

$$a = \sqrt{9550 \frac{N_1}{n_1} \frac{\beta}{f} \frac{i+1}{\Psi[q]}} = 3090 \sqrt{\frac{N_1}{n_1} \frac{\beta}{f} \frac{i\pm1}{\Psi[q]}},$$

где [q] – в н/мм.

б) ролики цилиндрические с клинчатым ободом

$\frac{F_n}{b} = 9550 \frac{N_1}{n_1} \frac{\beta}{f} \frac{1(i\pm1)(i\pm1)cos\alpha}{z2a0{,}08a} \leq [q]$, откуда

при $\alpha = 15°$

$$a = (i\pm1) \sqrt{\frac{\beta}{zf} \frac{N_1}{n_1} \frac{(7595)^2}{[q]}} .$$

2 Передачи с пересекающимися осями валов, ролики конические гладкие

$\frac{F_n}{b} = 9550 \frac{N_1}{n_1} 2 \frac{\beta}{f} \frac{\sqrt{i^2\pm1}}{2(R_e - 0{,}5\Psi_k R_e)\Psi_k R_e} \leq [q]$, откуда

конусное расстояние

$$R_e = 3091\sqrt{\frac{\beta}{\Psi_k}\frac{N_1}{f\cdot n_1}\frac{\sqrt{i^2+1}}{(1-0{,}5\Psi_k)[q]}}\,.$$

Говоря о работоспособности фрикционных передач, следует отметить, что их несущая способность при заданных габаритах может быть увеличена за счет повышения допускаемых контактных напряжений (т.е. твердости рабочих поверхностей), коэффициента трения и снижения коэффициента запаса по сцеплению β. Допускаемые контактные напряжения можно определить по следующим соотношениям: $[\sigma]\approx (26-28)$ НВ н/мм^2 – для среднеуглеродистых сталей с одинаковой прочностью по всему объему;
$[\sigma]\approx (20-24)$ HRC н/мм^2-для легированных сталей с поверхностной термообработкой до твердости $\geq$ HRC 55…60; $[\sigma]\approx (1{,}5\ldots 1{,}8)$ НВ –для чугуна и пластмасс. Эти соотношения можно применять для фрикционных передач с линейным контактом сопрягаемых тел.

Влияние запаса по сцеплению может быть сведено к минимуму, если прижимное усилие автоматически изменять при изменениях внешней нагрузки, оставляя запас по сцеплению все время постоянном в пределах $\beta = 1.3\ldots1{,}4$.

РАСЧЕТ ВАРИАТОРОВ

Передачи, обеспечивающие плавные, бесступенчатые изменения угловой скорости ведомого вала при неизменной угловой скорости ведущего, называют вариатором.

Основной кинематической характеристикой вариатора служит диапазон регулирования Д, представляющий собой отношение наибольшей угловой скорости (частоты вращения) ведомого вала к его наименьшей угловой скорости (частоте вращения).

$$\mathrm{D} = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{n_{2max}}{n_{2\,min}}\,.$$

Диапазон регулирования в простых вариаторах $\mathrm{D}\leq 4$, в сдвоенных $\mathrm{D}\leq 16$, а чаще $\mathrm{D}\leq 8$.

Необходимо иметь ввиду, что с увеличением диапазона регулирования значительно понижается к.п.д. и предельная мощность, которую может передать вариатор на малых частотах вращения.

Расчет фрикционных пар вариаторов на контактную прочность ведется так же, как и для нерегулируемых фрикционных передач, но при этом необходимо иметь ввиду, что расчет проводится при таком взаимном расположении контактирующих деталей, когда отношение $\frac{F_n}{\rho_{\text{пр}}}$ -максимальное.

Текущее значение приведенного радиуса кривизны выражается в функции от передаточного отношения, закон изменения которого во времени необходимо задавать.

Тема 5 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Это такие передачи, в которых движение между двумя валами, имеющими пространственное расположение, осуществляется посредством гибкой связи и шкивов ведущего и ведомого. Передача энергии осуществляются благодаря трению между лентой (ремнем) и шкивами.

Различают следующие ременные передачи, рис. 2.8

1) открытые;
2) перекрестные;
3) полуперекрестные;
4) угловые;
5) с натяжным роликом;
6) с несколькими ведомыми шкивами.

По форме сечения ремня различают, рис. 2.10:

1) плоскоременные передачи;
2) клиноременные передачи;
3) поликлиновыми ремнями;
4) зубчатыми ремнями;
5) круглыми ремнями.

Выбор ремня зависит от реальных условий эксплуатации.

Ремни должны удовлетворять следующим требованиям:

1) высокой тяговой способностью;
2) достаточной усталостной прочностью и временем работы;
3) низкой ценой.

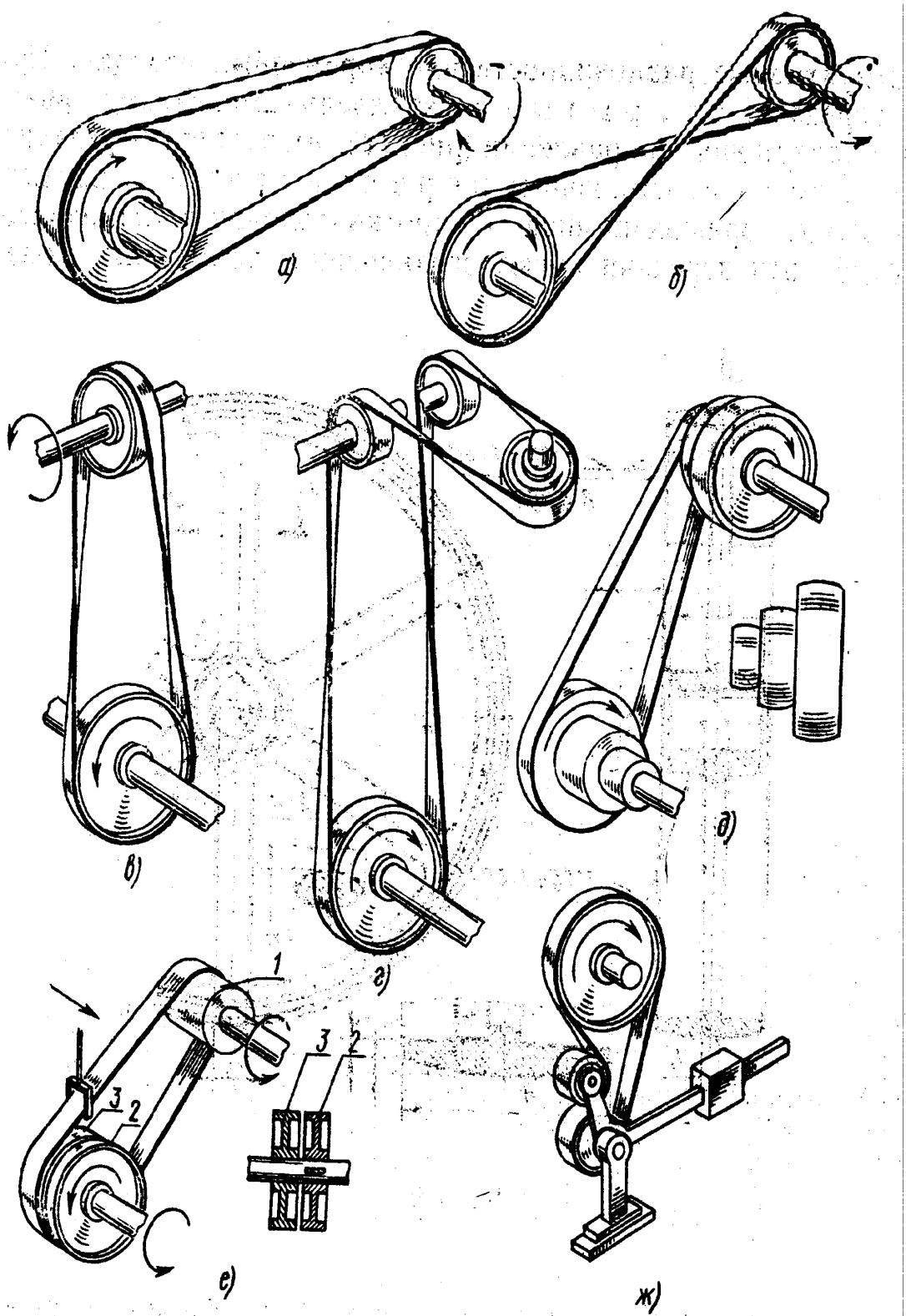


Рисунок 2.8 Конструктивные разновидности плоскоременных передач: а) открытая; б) перекрестная; в) полуперекрестная; г) угловая; д) со ступенчатыми шкивами; е) с холостым шкивом; ж) с натяжным роликом

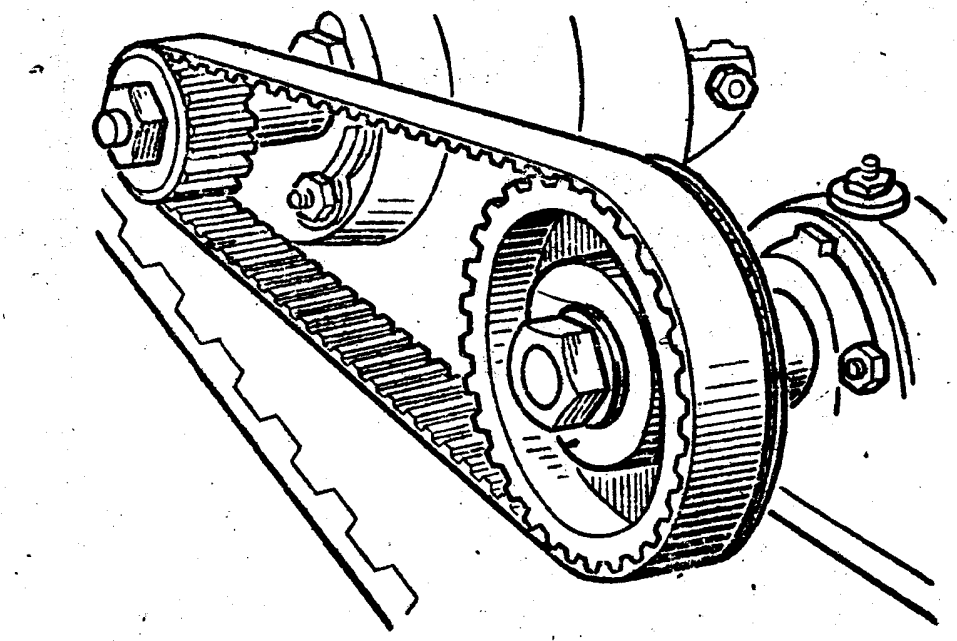


Рисунок 2.9 Зубчатоременная передача

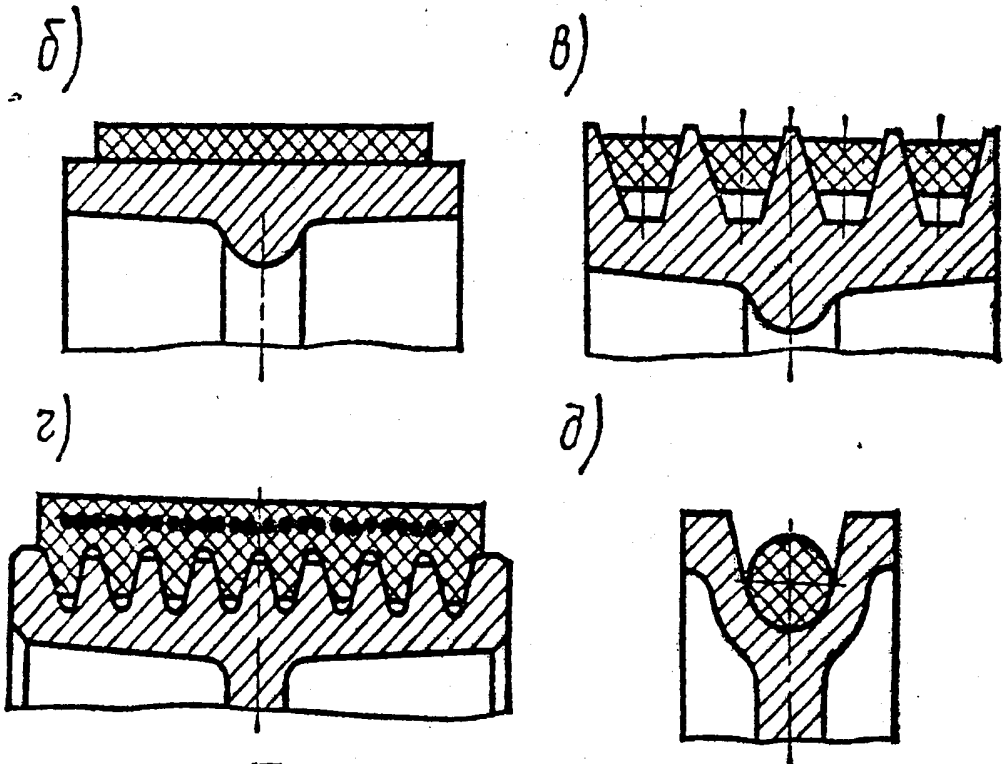


Рисунок 2.10 Типы ремней: а) зубчатый; б) плоский; в) клиновой; г) поликлиновый; д) круглый

Тяговая способность ремня обеспечивается надежным сцеплением ремня со шкивами. Это сцепление обусловлено повышенным коэффициентом трения между ними. Долговечность ремня зависит от напряжений изгиба в нем и от числа пробегов ремня в секунду.

Плоские ремни используются в передачах различных машин. Различают следующие плоские ремни:

1) прорезиненные, состоящие из нескольких слоев прочной технической ткани, (бельтинг) пропитанной каучуком. Для повышения эластичности ремня слои ткани чередуются со слоями каучука;
2) кожаные ремни;
3) хлопчатобумажные;
4) шерстяные;
5) из синтетических тканей (например, капрона, лавсана, вискозы и др.), расположенных в слоях пропитанных каучуком.

Обычно в ременных передачах передаточное число не более 5, линейная скорость 5…100 м/с, передаваемая мощность – до 50 кW, коэффициент полезного действия 0,92…0,98, долговечность ремня – 500…5000 часов.

Преимущества ременных передач

1) возможность передачи движения на большие расстояния (до 15 м и более);
2) бесшумная и плавная работа;
3) защита механизма от поломок;
4) низкая цена.

Недостатки ременных передач

1) непостоянство передаточного числа, вследствие скольжения на шкивах;
2) повышенная радиальная нагрузка на валы и их опоры;
3) низкая долговечность;
4) необходимость защиты от масла.

Расчет ременных передач

Расчет ременных передач заключается в определении размеров одного или нескольких ремней в зависимости от заданных условий работы. Этот расчет позволяет одновременно установить нагрузки, основные размеры деталей передачи (шкивов, натяжных устройств, валов и их опор), долговечность ремней. Передаваемая мощность и частоты вращения валов n_1 и n_2 является исходными данными для расчета этих передач.

Расчет плоскоременной передачи

Этот расчет выполняется в следующей последовательности:

1. Определяют диаметр ведущего шкива по формуле Саверина

$$d_1 = (1100…1300)\sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}\ , \text{мм}$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве, кW ;

n_1 – частота вращения этого шкива, об/мин.

Полученные значения d_1 округляют по нормалям: 50; 63; 80; 90; 100; 110; 112; 120; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 мм.

2. Определяют окружную скорость ремня

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}\ , \text{м/с}\ .$$

3. Определяют диаметр ведомого шкива, учитывая упругое скольжение в передаче (ε)

$d_2 = d_1 \cdot u\ (1- \varepsilon)$ мм ,

где u – передаточное число передачи.

Округляют полученное значение d_2 по нормали и уточняют передаточное число

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}\ .$$

Для ε существуют следующие рекомендации:

$\varepsilon = 0{,}01$ – для прорезиненных ремней, хлопчатобумажных и шерстяных;

$\varepsilon = 0{,}015$ – для кожаных;

$\varepsilon = 0{,}02$ – для трапецеидальных (клиновых) ремней.

Различают два вида скольжения ремня по шкиву: упругое скольжение и буксование. Упругое скольжение наблюдается при любой нагрузке передачи, которая вызывает упругое удлинение ремня и последний скользит по шкиву. Буксование наблюдается только при перегрузке.

4. Определяют межосевое расстояние (a) и длину ремня (l) , рис. 2.11.

По рекомендациям $l = \frac{V}{v_p}$,

где v_p - число пробегов ремня в секунду, c^{-1}.

Рекомендуют $v_p = 3…5$ – для плоских линий;

$v_p = 10…20$ – для трапецеидальных (клиновых) ремней.

Межосевое расстояние и длина ремня связаны зависимостью

$l = 2a\cos\frac{\beta}{2} + \frac{d_1}{2}(\pi - \beta) + \frac{d_2}{2}(\pi + \beta) = 2a\cos\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{\beta}{2}(d_2 - d_1)$, но

$\cos\frac{\beta}{2} \approx 1 - \frac{1}{2!}(\frac{\beta}{2})^2 + \frac{1}{4!}(\frac{\beta}{2})^4 - \ldots$, тогда $\cos\frac{\beta}{2} = 1 - \frac{1}{2}(\frac{\beta}{2})^2$, но $\sin\frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$,

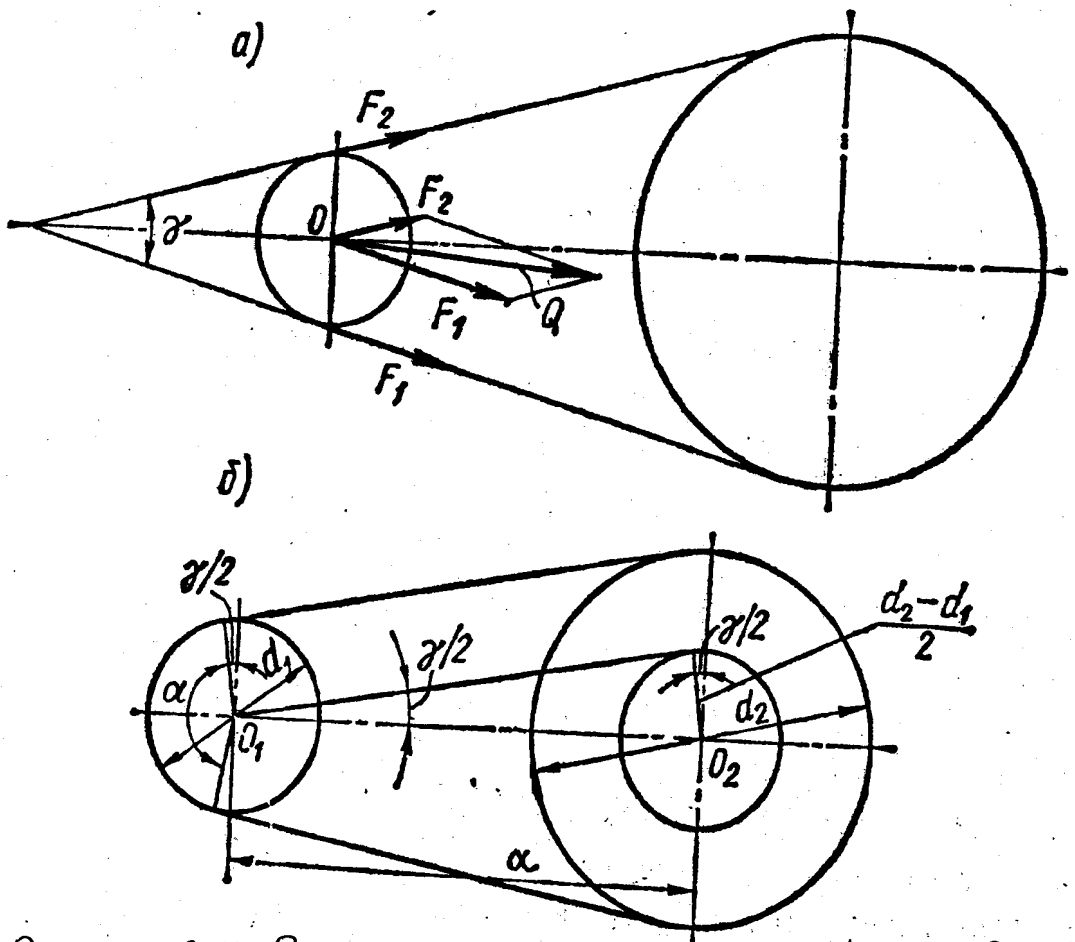


Рисунок 2.11 Расчетная схема ременной передачи

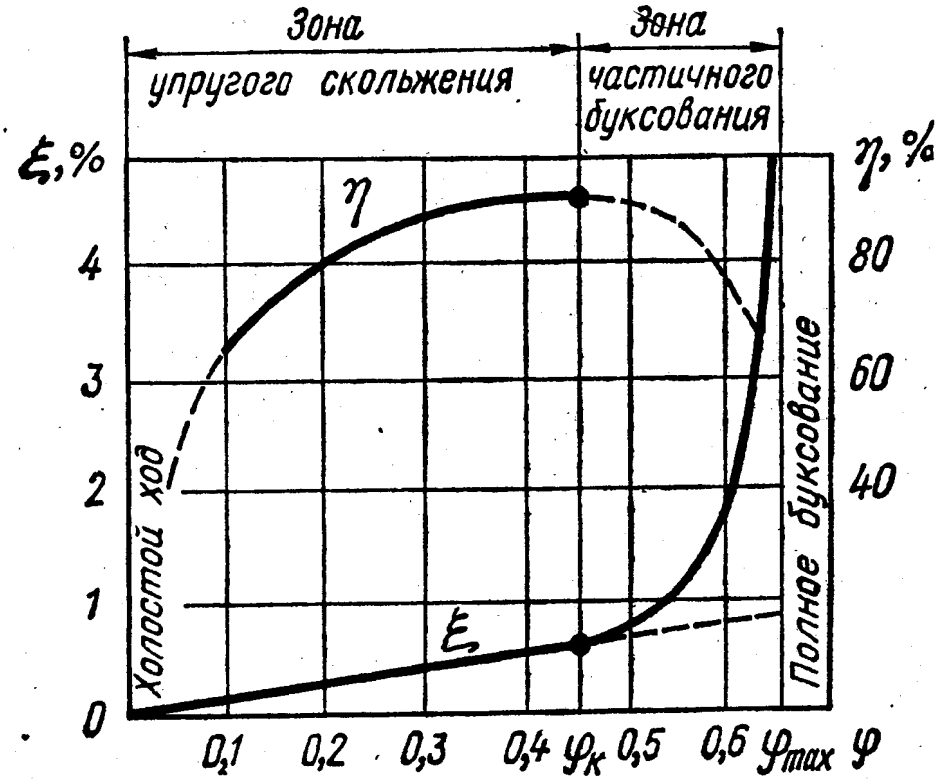


Рисунок 2.12 Кривая скольжения

для малых углов $sin\frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta}{2}$, тогда $cos\frac{\beta}{2} = 1 - \frac{1}{2}(\frac{d_2-d_1}{2a})^2$ и $\beta = \frac{d_2-d_1}{a}$.

$l = 2a - (\frac{d_2-d_1}{4a})^2 + \frac{d_1}{2}(\pi - \frac{d_2-d_1}{a}) + \frac{d_1}{2}(\pi + \frac{d_2-d_1}{a}) = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) - \frac{d_1(d_2-d_1)}{2a} + + \frac{d_2}{2a}(d_2 - d_1) - \frac{(d_2-d_1)^2}{4a} = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2-d_1)^2}{2a} - \frac{(d_2-d_1)^2}{4a} = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a}$

.

$4al = 8a^2 + 2\pi a(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2$.

$8a^2 + [2\pi \cdot (d_1 + d_2) - 4l]\, a + (d_2 - d_1)^2 = 0$.

$a^2 - [\frac{l}{2} - \frac{\pi}{4}(d_1 + d_2)]\, a + \frac{(d_2-d_1)^2}{8} = 0$.

$a = \frac{l}{4} - \frac{\pi}{8}(d_2 + d_1) \pm \sqrt{[\frac{l}{4} - \frac{\pi}{8}(d_2 + d_1)]^2 - \frac{d_2-d_1{}^2}{8}} =$

$= \frac{2l-\pi(d_2+d_1)+\sqrt{[2l-\pi(d_2+d_1)]^2-8(d_2-d_1)^2}}{8}$,

т.е.

$a = \frac{2l-\pi(d_2+d_1)+\sqrt{[2l-\pi(d_2+d_1)]^2-8(d_2-d_1)^2}}{8}$.

Проверяют условие, чтобы

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

5. Определяют угол обхвата ремнем меньшего шкива

   $\alpha_1 = 180^0 - \frac{d_2-d_1}{a} \cdot 57°$.

   Рекомендуют, чтобы $\alpha_{1min} \geq 150°$ - для плоскоременных передач и $\alpha_{1min} \geq 120°$ - для клиноременных передач.

6. Определяют поправочный коэффициент, учитывающий реальные условия работы передачи

   $C = C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta$.

где C_α – коэффициент угла обхвата, учитывающий снижение тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата

$C_\alpha = 1\text{-}0{,}003\,(180\text{-}\alpha_1)$;

C_v – скоростной коэффициент, учитывающий снижение прижатия ремня под действием центробежных сил,

$C_v = 1{,}04\text{-}0{,}0004\,V^2$ – для плоских ремней;

$C_v = 1{,}05\text{-}0{,}0005\,V^2$ – для клиновых ремней.

C_p – коэффициент режима нагрузки, учитывающий колебания нагрузки и ее влияния на долговечность ремня. Нагрузка:

равномерная - $C_p = 1$;

слабые колебания – $C_p = 0{,}9…0{,}8$;

значительные колебания – $C_p = 0{,}8…0{,}7$.

C_θ – коэффициент учитывающий способ натяжения ремня и наклон линии центров передачи к горизонту. У передач с автоматическим натяжением $C_\theta = 1$. Рекомендуется принимать

$C_\theta = 0{,}6…1$;

θ	$0\text{ -}60^0$	$60\text{ -}80^0$	$80\text{ -}90^0$
C_θ	1,0	0,9	0,8

7. Определяют толщину ремня.

Для прорезиненных ремней рекомендуют

$\frac{d_1}{\delta} = 70…40$, откуда $\delta = \frac{d_1}{30…40}$.

Выбирают ремень по таблицам

Число слоев	Ширина ремня b, mm	Б-800, Б-820		БКНL-65, БКНL-65-2	
		Толщина ремня δ, мм			
		С прослойкой каучука	Без прослойки каучука	С прослойкой каучука	Без прослойки каучука
3	20…112	4,5	3,75	3,0	3,0
4	20…250	6,0	5,0	4,8	4,0
5	20…250	7,5	6,25	6,0	5,0
6	80…250	9,0	7,5	7,2	6,0

Нормализованный ряд значений ширины ремня

b: 20;25;32;40;50;63;71;80;85;90;100;125;150;200;250;300;350;400;450; 500;600;700;800;900;1000;1100.

8. Определяют тяговую способность ремня (полезные допускаемые напряжения в ремне, определенные для типовой передачи)

$[\sigma_t]_0$ =A-W $\frac{\delta}{d_1}$, н/мм^2.

Типовая передача: $\alpha_1 = 180^0$; V = 10 м/s; $\theta = 0$; F_t = const ,

где A и W – коэффициенты, учитывающие начальное напряжение ремня (σ_0)

(даны для типовой передачи)

Тип ремня: прорезиненный	σ_0, Н/мм^2			
	1,6	1,8	2,0	2,4
А	2,3	2,5	2,7	3,05
W	9,0	10,0	11,0	13,5

Допускаемое полезное напряжение может быть определено и по формуле

$[\sigma_t]_0 = 2\varphi_k\sigma_0/S$, где

φ_k – критические значения коэффициента тяги, рис.2.12,

$\varphi = \frac{F_t}{2F_0}$ - позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня F_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t, т.е. характеризует степень загруженности передачи. S ≈ 1,2…1,4 – запас тяговой способности по буксованию.

рисунок

9. Определяют действительное допускаемое полезное напряжение в ремне $[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C$.

10. Определяют полезную окружную силу
$F_t = \frac{P_1 \cdot 1000}{V}$, Н .

11. Определяют площадь сечения ремня
$A_p = b \cdot \delta = \frac{F_t}{[\sigma_t]}$, мм^2.
Затем определяют ширину ремня
$b = \frac{A_p}{\delta}$, мм и округляют ее по нормам.
Уточняют площадь сечения ремня
$A_p = b \cdot \delta$.

12. Определяют ширину шкивов
B = 1,1b + (5…15), мм и округляют ее по нормам:
40;50;63;71;80;100;200;224;250;315;355;400;450.

13. Определяют напряжения в ремне, рис. 2.13; 2.14
а) нормальные напряжения в ведущей ветви
$\sigma_1 = \frac{F_1}{A_p} = \frac{F_0}{A_p} + \frac{F_t}{2A_p} = \sigma_0 + \frac{F_t}{2A_p} = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2}$;
б) нормальные напряжения в ведомой ветви
$\sigma_2 = \frac{F_2}{A_p} = \frac{F_0}{A_p} - \frac{F_t}{2A_p} = \sigma_0 - \frac{F_t}{2A_p} = \sigma_0 - \frac{\sigma_t}{2}$;

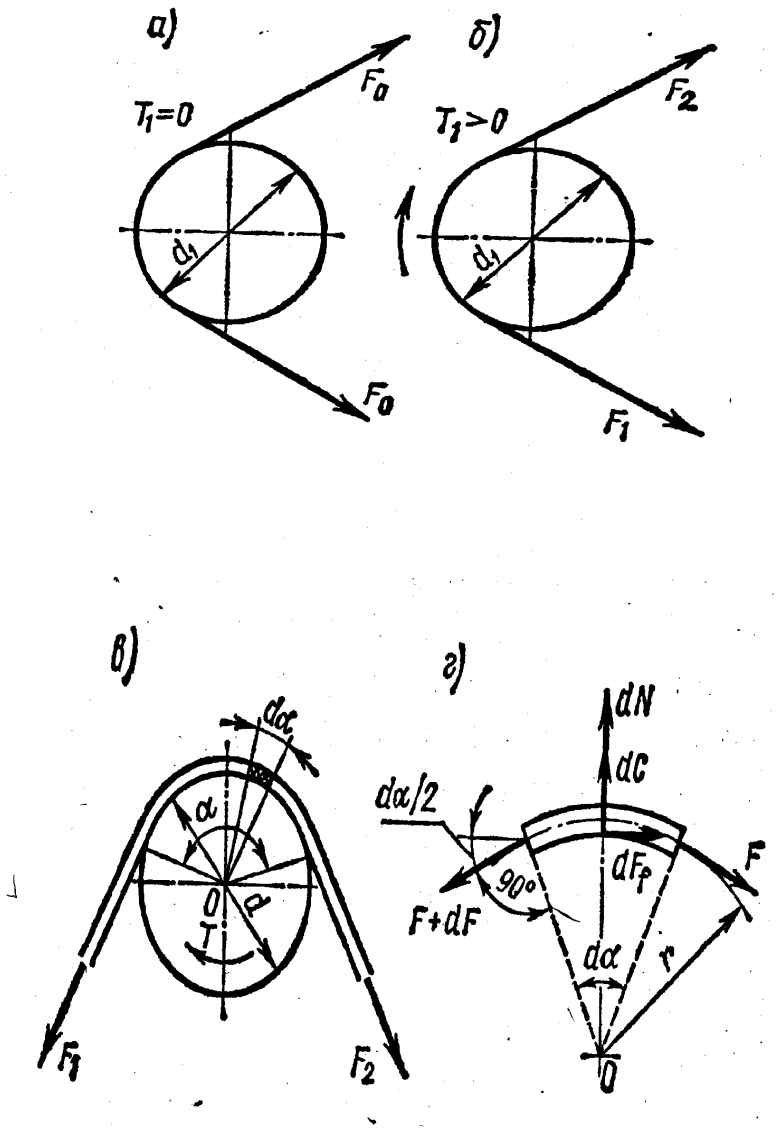


Рисунок 2.13 К определению усилий в ремне

где σ_0 - напряжения от предварительного натяжения;

σ_t - полезные напряжения.

Справка: $2F_0 = F_1 + F_2 \rightarrow F_1 = F_0 - \frac{F_t}{2}$

$$F_t = F_1 - F_2 \rightarrow F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}$$

$F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}$, формула Эйлера, где е = 2,7 ,

α- угол обхвата ремнем шкива.

Решая совместно уравнения получим

$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1}$, $F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha}-1}$, $F_0 = \frac{F_t}{2}\left(\frac{e^{f\alpha}+1}{e^{f\alpha}-1}\right)$.

с) напряжения изгиба: известно, что $\sigma_f = E \cdot \varepsilon$, но $\varepsilon = \frac{y}{r} = \frac{\frac{\delta}{2}}{\frac{d}{2}} = \frac{\delta}{d}$. Тогда

на ведущем шкиве

$$\sigma_{f1} = E\frac{\delta}{d_1};$$

на ведомом шкиве

$$\sigma_{f2} = E\frac{\delta}{d_2};$$

где E – модуль продольной упругости материала ремня,
E = 80…100н/мм^2;

д) напряжение от центробежной силы

$\sigma_V = \rho V^2 10^{-6}$,

где ρ - плотность материала ремня, кг/м^3. $\rho = 1000 \ldots 1400$ кг/м^3.

$$dF_ц = dm\cdot\frac{v^2}{\frac{d}{2}} = \rho\left(d\varphi\frac{d}{2}b\delta\right)\frac{v^2}{\frac{d}{2}} = \rho b\delta v^2 d\varphi$$

$$dF_ц = 2F_v\sin\cdot\frac{d\varphi}{2} = F_v d\varphi = \rho b\delta v^2 d\varphi \rightarrow F_v = \rho b\delta v^2.$$

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A_p} = \frac{\rho b\delta v^2}{h\delta} = \rho v^2.$$

Максимальные напряжения

$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{f1} + \sigma_v = \sigma_0 + 0{,}5\sigma_t + \sigma_{f1} + \sigma_v$.

Условия прочности ремня

$\sigma_{max} \leq [\sigma]_р$, где

$[\sigma]_p$ = 6…8, МПа - для прорезиненных ремней;

$[\sigma]_p$ = 5…7, МПа - для кожаных ремней;

$[\sigma]_p$ = 4…5, МПа - для хлопчатобумажных.

14. Определяют долговечность ремня по его усталостной прочности

$h = \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{max}}\right)^m \frac{N_0 C_u C_м}{i\cdot 3600 v_p}$, час;

где σ_N– предел выносливости ремня.

$\sigma_N = 7{,}5\ МПа$ – для прорезиненных ремней;

$\sigma_N = 3\ МПа$ – для хлопчатобумажных;

$\sigma_N = 9\ МПа$ – для клиновых ремней.

$N_0 = 10^7$ – базовое число циклов нагружения.

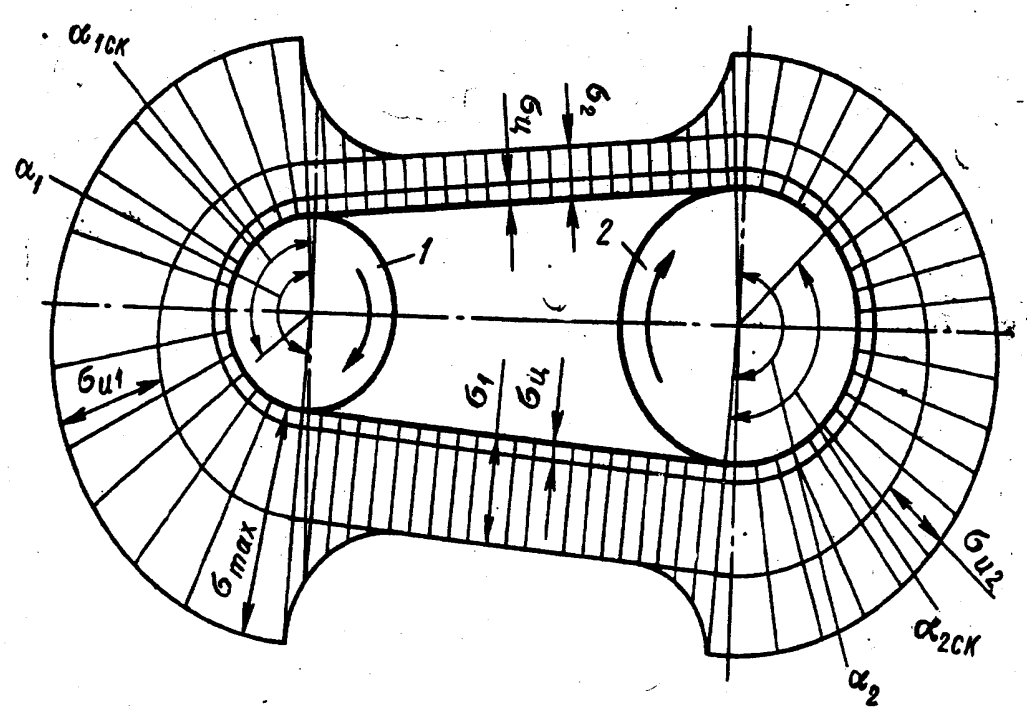


Рисунок 2.14 Эпюра суммарных напряжений в ремне

C_u - коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа на долговечность, учитывающий разную степень влияния напряжений изгиба на малом и большом шкиве.

u	1	1,26	1,4	2	4
C_u	1	1,3	1,4	1,7	1,9

C_H - коэффициент, учитывающий непостоянство нагрузки. При постоянной нагрузке $C_H = 1$. При изменении нагрузки от 0 до расчетной величины $C_u = 1{,}8$;

m – показатель степени;

m = 5 – для плоских ремней;

m = 8 – для клиновых ремней;

i – число огибаемых шкивов.

15. Определяют силу давления на вал по формуле

$$F = 2\sigma_0 A_p \cdot \sin\frac{\alpha_1}{2}\ .$$

В передачах с несмещаемыми валами максимальная сила давления на вал

$$F_p \approx 1{,}5F = 3\sigma_0 A_p \cdot \sin\frac{\alpha_1}{2}\ .$$

Особенности расчета клиноременной передачи

1. Вначале определяют крутящий момент на ведомом шкиве
   $T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}$.
2. Выбирают ремень О, А, Б, В, Г, Д (размеры b_m x b_0 x h) в зависимости от T_2 и окружной скорости.
3. По нормам выбирают диаметр средний меньшего шкива в зависимости от типа выбранного ремня;
   d_2, u, v – определяют также как и для плоскоременной передачи.
4. Определяют предварительно межосевое расстояние (a) ,
   $a = k \cdot d_2$, где
   k – коэффициент зависящий от передаточного числа

k	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85
u	1	2	3	4	5	6

5. Определяют длину ремня
   $l \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a}$, округляют ее по нормам и уточняют межосевое расстояние
   $a = \frac{2l-\pi(d_2+d_1)+\sqrt{[2l-\pi(d_2+d_1)]^2-8(d_2-d_1)^2}}{8}$.
6. Проверяют условие
   $v_p = \frac{V}{l} \leq [v_p] = 10 \ldots 20c^{-1}$
7. $\alpha_1; c;\ F_t$ – определяют по тем же формулам, что и для плоскоременных передач.
8. Выбирают по таблицам в зависимости от типа ремня, диаметра меньшего шкива и начального натяжения полезные допускаемые напряжения $[\sigma_t]_0$.
9. Определяют число ремней
   $Z = \frac{F_t}{[\sigma_t]_0 \cdot c \cdot A_p} \leq [Z]$, где $[Z] \leq 8$.
10. Определяют натяжение комплекта ремней
    $F_0 = \sigma_0 \cdot A_p \cdot Z \cdot C_p$.

РАСЧЕТ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Основным критерием работоспособности зубчато-ременных передач является усталостная прочность зубьев ремня, испытывающих главным образом напряжения сдвига и смятия.

Последовательность расчета.

1. Определяют предварительное значение модуля ремня
   $m = 35\sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$, мм, где
   P_1 - мощность, передаваемая ремнем, кВт;

n_1- частота вращения меньшего шкива, об/мин.

Полученное значение модуля округляют до ближайшего нормализованного: 1; 1,5; 2; 3; 4; 5; 7; 10 мм.

2. Определяют ширину ремня

   b = $\Psi_p \cdot m$, мм

   $\Psi_p = 6 \ldots 9$- коэффициент ширины ремня.

   Полученное значение округляют по стандарту: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 33; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200.

3. Выбирают число зубьев меньшего шкива Z_1 = f (m, n_1)

   Z_1 = 12…28.

4. Определяют число зубьев большего шкива $Z_2 = Z_1 \cdot u$,

   Уточняют u = $\frac{Z_2}{Z_1}$

5. Выбирают межосевое расстояние

   $a_{min} \leq a \leq a_{max}$

   $a_{min} = 0{,}5m\,(Z_1 + Z_2) + 2m$; $a_{max} = 2m\,(Z_1 + Z_2)$

6. Определяют число зубьев ремня

   $Z_p = \frac{2a}{p} + \frac{Z_1+Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2-Z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{a}$,

   где p = πm – шаг ремня.

   Полученное значение Z_p округляют до ближайшего стандартного $Z_p \approx 40 \ldots 250$.

7. Определяют длину ремня

   $L_p = \pi \cdot m\, Z_p$.

8. Определяют действительное межосевое расстояние с точностью до 0,01 a = $\frac{2L_p - \pi m\,(Z_2+Z_1) + \sqrt{[2L_p - \pi m(Z_2+Z_1)]^2 - 8m^2(Z_2-Z_1)^2}}{8}$ мм .

   с точностью до 0,01 мм.

9. Определяют число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом.

   $Z_0 = \frac{Z_1\alpha_1}{360°} \geq 6$; $\alpha_1 = 180° - \frac{m(Z_2-Z_1)}{a} \cdot 57°$.

   Если $Z_0 < 6$, то необходимо увеличить межосевое расстояние a .

10. Определяют основные геометрические параметры шкивов используя табличные данные.

11. Проверяют прочность зубьев на сдвиг

$$\tau = \frac{F_t k_g}{Z_0 S_1 b k} \leq \frac{[\tau]}{k_p},$$

$[\tau] = 4 \ldots 6\ M\Pi a$,

где $F_t = \frac{2T_1}{mZ_1}$– окружное усилие, Н;

k_g- коэффициент динамичности нагрузки, k_g = 1,1…1,8 = f (типа машинного оборудования)

S_1 = 0,8m- длина участка сдвига зуба ремня;

K = 2,65 - коэффициент учитывающий конструктивные параметры зубьев ремня и шкива;

k_p - коэффициент долговечности,

$k_p = \varphi_t \varphi_c \varphi_p \sqrt[6]{N_ц}$.

При постоянном режиме работы

$\varphi_t = \sqrt[6]{\frac{n_1}{10^3}} \geq 1$- коэффициент, учитывающий снижение прочностных характеристик ремня с повышением температуры нагрева ремня.

При переменном режиме работы

$$\varphi_t = \frac{1}{L_h} \sum_{i=1}^{k} L_{hi} \sqrt[6]{\frac{n_i}{10^3}},$$

где L_h– общее время работы передачи, час.

L_{hi}, n_i- время работы и частоты вращения на *i*-ом режиме.

φ_c - коэффициент сменности работы

1 смена φ_c= 1,0; 2 смена φ_c= 1,07; 3 смена φ_c = 1,15.

φ_p - коэффициент, учитывающий применение натяжного или направляющего ролика

$\varphi_p = 1{,}1$ - при одном ролике; $\varphi_p = 1{,}25$ - при двух ремнях

$N_ц$ - число циклов напряжений ремня

$N_ц = \frac{60 Z_1 L_h n_1}{Z_p}$- при постоянном режиме.

$N_ц = \frac{60 Z_1}{Z_p F_{t1}^6} \sum_{i=1}^{k} t_i n_i F_{ti}^6$ - при переменном режиме работы, где

$t_i, n_{i,}\ F_{ti}$ –время работы, частота и окружная сила на - режиме нагружения

$F_{ti} = F_{max}$ - наибольшая из передаваемых нагрузок.

12. Проверяют условие сохранения зацепления в передаче по предельно допустимой окружной силе

$$\frac{F_t}{b} = \frac{2T_1}{d_1 b} + q_m V^2 \leq [q],$$

где - d_1 = mZ_1, диаметр меньшего шкива;

T_1 = $9{,}55\frac{P_1}{n_1}$- крутящий момент на меньшем шкиве;

q_m - линейная масса ремня шириной 1 мм, кг/(м. мм)

q_m	0,0032	0,004	0,005	0,007	0,008	0,011
m, мм	2	3	4	5	7	10

$$V = \frac{\pi m Z_1 n_1}{60 \cdot 1000}\ , м/с$$ - скорость ремня.

$[q] = q_0 c_p c_u c_z$ - допускаемое удельное окружное усилие, н/мм

q_0 - допускаемое номинальное удельное окружное усилие, н/мм

$q_0 = f(m_1, T_1) = 50…600$ н/мм.

c_p - коэффициент режима работы (такой же, что и для плоскоременной передачи)

c_n - коэффициент вводимый только для ускоряющих передач;

c_z - коэффициент числа зубьев, находящихся в зацеплении;

Z_0	6	5	4
c_z	1	0,8	0,6

13. Сила предварительного натяжения ремня

$$F_0 = \frac{F_t}{2} + F_ц;\ \text{или}\ F_0 = (1{,}1…1{,}3)\ F_ц\ ,$$

$F_ц = q_m b V^2$ - натяжение от центробежных сил.

При $V \leq 20$ м/с влияние $F_ц$ можно не учитывать.

14. Усилие, действующее на валы, направленно по межосевой линии.

$$F_ц = (1…1{,}2)\ F_t\ .$$

Тема 6 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Для того чтобы получить передачу без скольжения, фрикционные колеса заменяют зубчатыми колесами. Таким образом, механизм, предназначенный для передачи вращения с одного вала на другой посредством двух зубчатых колес, находящихся в зацеплении, называется зубчатой передачей. Меньшее из колес называется шестерней, а большее – колесом.

Тема 7 КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Классификация зубчатых колес

Можно отметить следующие виды зубчатых колес.

1. По форме делительной поверхности:
   цилиндрические колеса;
   конические колеса;

Делительная поверхность – соосная поверхность зубчатого колеса, которая является базой для определения элементов зубьев и их размеров.

Соосная поверхность – такая поверхность, ось которой совпадает с осью вращения зубчатого колеса.

2. По профилю зубьев:

колеса эвольвентные;
циклоидальные, профили зубьев которых являются кривыми циклоидального семейства (эпициклоида, гипоциклоида);
колеса зубчатых передач с зацеплением Новикова, в котором выпуклый профиль одного звена взаимодействует с вогнутым профилем другого, причем профили представляют дуги окружностей или близкие к ним кривые;
другие виды профилей (в цепочном, часовом и др. специальных зацеплениях).

3. По характеру линии зуба:
   прямозубые;
   винтовые, разновидностью которых являются косозубые колеса.
   Линии винтовых зубьев могут иметь правое и левое направление.
4. По относительному расположению поверхностей вершин и впадин:
   колесо с внешними зубьями;
   колесо с внутренними зубьями.

Классификация зубчатых передач

Различают следующие виды зубчатых передач.

1. По характеру вращения звеньев:
   передачи с постоянным передаточным отношением, в котором при равномерном вращении одного колеса второе вращается тоже равномерно;
   передачи с переменным передаточным отношением, к которым относятся передачи с некруглыми и некоторыми специальными видами колес.
2. По характеру относительного движения звеньев:
   плоские передачи, в которой траектория любой линии одного звена в его движении относительно второго представляет собой плоскую кривую;
   пространственные передачи.
3. По расположению осей вращения зубчатых колес:
   цилиндрические передачи (оси параллельны);
   конические передачи (оси пересекаются);
   гиперболоидные передачи (оси перекрещиваются – винтовая, червячная, гипоидная, спироидная и т.д.).
4. По относительному расположению поверхностей вершин и впадин колес, составляющих пару:
   передачи внешнего зацепления;
   передачи внутреннего зацепления;
   зубчато-реечная передача.
5. По величине передаточного отношения:
   понижающие передачи $u > 1$ ($u = \frac{Z_2}{Z_1}$)

   понижающие передачи $u < 1$ *

(u $= \frac{Z_2}{Z_1}$, где Z_2 - число зубьев большего колеса, Z_1 - число зубьев меньшего колеса.

*(угловая скорость ведомого звена больше угловой скорости ведущего).

6. По степени точности:
   самые точные – 1-ой степени;
   самые грубые – 12-ой степени.
   В общем машиностроении наиболее употребим 5-9 степени.
7. По величине окружных скоростей колес:
   весьма тихоходные (V < 0,5 м/с), тихоходное (V = 0,5…3 м/с), среднескоростное (V = 3…15 м/с), быстроходное (V > 15 м/с).
8. В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев (или от их термообработки) стальные зубчатые колеса можно разделить на две основные группы:
   а) с твердостью $\leq$ НВ 350 – зубчатые колеса нормализованные или улучшенные.
   б) с твердостью > НВ 350 (> HRC 38) – колеса с зубьями, подвергнутыми поверхностной закалке с помощью ТВЧ, а также цементованные, цианированные и нитроцементованные зубчатые колеса с последующей закалкой и низким отпуском.

Классификация зубчатых механизмов

Зубчатые механизмы можно классифицировать по следующим признакам.

1. По характеру абсолютного движения зубчатых колес:
   - механизмы с неподвижными осями вращения колес;
   - механизмы планетарные.
2. По назначению:
   - силовые передачи предназначенные для передачи мощности. Габариты колес определяют расчетом на прочность и долговечность;
   - кинематические (несиловые) передачи. Габариты колес определяют по конструктивным соображениям.
   3. По величине передаточного отношения механизма - редукторы-механизмы с постоянным передаточным отношением u > 1;
   механизмы с постоянным передаточным отношением мультипликаторы – u < 1;
   коробки передач.
4. По циклу степеней свободы:
   механизмы с одной степенью свободы;
   механизмы с числом степеней свободы больше единицы-дифференциалы.
5. По конструктивным признакам:
   закрытые;
   открытые.

Преимущества зубчатых передач

1. Возможность передачи больших мощностей (до 50 тыс. кВт и более) в широком диапазоне окружных скоростей.
2. Постоянство передаточного числа.
3. Малые габариты, большая долговечность и надежность в работе.
4. Высокий КПД. η= 0,97…0,99.
5. Простота эксплуатации и обслуживания.
6. Слабые нагрузки на валы и их опоры.
7. Возможность изготовления из различных материалов.

Недостатки зубчатых передач

1. Ограничение передаточного числа (u_{max}=12,5, но практически и $\leq$ 7)
2. Источник шума и вибраций.
3. Незащищенность от перегрузок.
4. Высокие требования к точности изготовления и монтажа.

Эвольвента и ее свойства

Исторически эвольвентное зацепление появилось на 100 лет позже циклоидальных зацеплений. Теоретически циклоидальные профили (циклоида, эпициклоида и гипоциклоида) имеют большие преимущества, но трудности связанные с точным изготовлением зубьев по этим профилям привели к отказу их применения. Академик Эйлер предложил эвольвенту в качестве кривой, по которой описывается профиль зубьев.

Эвольвентой называется кривая, описываемая какой-либо точкой прямой, касательной к окружности и перекатывающейся по ней без скольжения, рис. 2.15.

Принципиальные свойства эвольвенты

1. Нормаль к эвольвенте является касательной к базовой окружности (эволюте).
2. Начало эвольвенты расположено на базовой окружности, где она совпадает с радиусом, с другой стороны эвольвента бесконечна.

Параметры эвольвенты

Из приведенного рисунка следует, что

$\text{tg}\,\alpha = \frac{MB}{OB} = \frac{AB}{OB} = \frac{r_0\,(\alpha+\Theta)}{r_0} = \alpha + \Theta$, откуда

$\Theta_{ТЭТА} = \text{tg}\,\alpha - \alpha = \text{inv}\,\alpha$.

Полученная функция угла α называется эвольвентной функцией и обозначается inv

$\Theta = \text{inv}\,\alpha$.

Полученной функцией пользуются для аналитического определения радиуса вектора ОМ.
Длина текущего радиуса определяется как

$$OM = \frac{r_o}{cos\alpha} .$$

Угол Ѳ является полярным углом эвольвенты.

Профили зубьев круглых колес, построенные по эвольвентам, всегда обеспечивают передачу движения с постоянным передаточным числом. (Это доказывается в ТММ).

Тема 8 ГЕОМЕТРИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Точка П – называется полюсом зацепления.

Линия A_1A_2 – линия зацепления, общая нормаль к сопряженным профилям зубьев делит межосевое расстояние $a_w = O_1O_2$ на отрезки ($O_1П$ и $O_2П$)

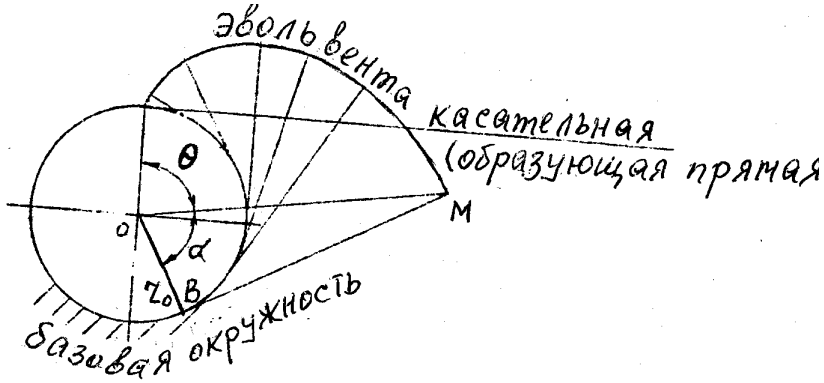


Рисунок 2.15 Эвольвента

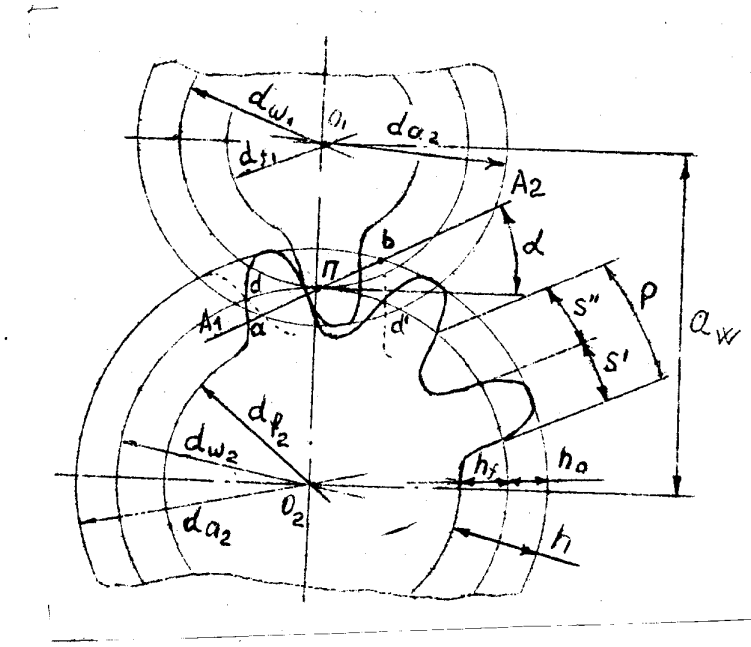


Рисунок 2.16 Схема цилиндрической передачи с прямыми зубьями

обратно пропорциональные угловым скоростям ω_1 и ω_2 (основная теорема зацепления).

Линия зацепления – это геометрическое место точек последовательного соприкосновения эвольвентных сопряжений профилей, рис. 2.16.

По этой линии направлена сила давления зуба ведущего колеса на точки боковой поверхности зуба ведомого колеса.

d_{w1}, d_{w2} – окружности, касающиеся в полюсе зацепления, имеющие общие с зубчатыми колесами центры и перекатывающиеся одна по другой без скольжения называют начальными.

d_{a1}, d_{a2} – окружности, ограничивающие высоту зубьев, называют окружностями вершин.

d_{f1}, d_{f2} – окружности, ограничивающие впадины зубьев, называют окружностями впадин.

h_a – высота головки зуба.

h_f – высота ножки зуба.

h – высота зуба

$$h = h_a + h_f \ .$$

d_{b1}, d_{b2} – диаметры основных окружностей.

P – окружной шаг зубьев – расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса.

Различают делительный, начальный, основной и другие окружные шаги зубьев.

α – угол зацепления ($\alpha = 20^0$), равен углу профиля зуборезного инструмента

g_α – отрезок линии зацепления, ограниченный окружностями выступов шестерни и колеса, называется длиной зацепления или активнойчастью линии зацепления.

p_t – окружной шаг по делительной окружности.

p_b – окружной шаг по основной окружности.

Поскольку $d_b = d \cdot \cos\alpha$, то и $p_b = p_t \cdot \cos\alpha$.

Отношение

$$\frac{g_\alpha}{p_b} = \varepsilon_\alpha$$

ε_α- называется коэффициентом торцевого перекрытия.

Для непрерывной нормальной работы зубчатой передачи необходимо, чтобы длина зацепления была больше окружного шага p_b , т.е. $\varepsilon_\alpha > 1$.

Если $\varepsilon_\alpha > 1$, то до выхода из зацепления одной пары зубьев к линии зацепления подходит другая пара зубьев – это и обеспечивает непрерывность зацепления и плавность хода передачи. Значение коэффициента перекрытия показывает, сколько пар зубьев в среднем одновременно находится в зацеплении. При $1 < \varepsilon_\alpha < 2$ одна пара зубьев находится в зацеплении непрерывно, причем в начале и конце зацепления любой пары зубьев на линию зацепления подходит

вторая пара зубьев. Если $2 < \varepsilon_\alpha < 3$, то две пары зубьев непрерывно находятся в зацеплении, а в начальном и конечном периодах зацепления – три пары зубьев.

Минимально допустимые значения коэффициента перекрытия зависят от точности изготовления и сборки зубчатых колес. Так для зубчатых колес, изготовленных по 6-й степени точности $\varepsilon_\alpha^{min} = 1{,}05;$ по $7-$ й степени $-\ \varepsilon_\alpha^{min} = 1{,}08;$ по $8-$ й $-\ \varepsilon_\alpha^{min} = 1{,}15;$ по $9-$ й $-\ \varepsilon_\alpha^{min} = 1{,}35$.

Чем больше коэффициент перекрытия, тем большее число пар зубьев одновременно находится в зацеплении и тем плавнее и спокойнее работа передачи. У прямозубых колес $1 < \varepsilon_\alpha < 2$, у не прямозубых ε_α может быть значительно больше.

Следует отметить, что с увеличением числа зубьев сопряженных колес ε_α увеличивается. Увеличение угла зацепления наоборот уменьшает ε_α , но с другой стороны, с увеличением угла зацепления можно уменьшить число зубьев на меньшем колесе.

β- угол наклона линии зуба (для косых зубьев $\beta = 8\ldots18^0$, для шевронных зубьев ($\beta = 25\ldots40^0$), рис. 2.17;

P_n- нормальный шаг, $P_n = P_t \cdot \cos\beta$.

b - ширина зубчатого венца.

Если число зубьев колеса равно Z, то очевидно, что

$\pi d_w = P_t \cdot Z$, откуда

$d_w = \frac{P_t}{\pi} \cdot Z$.

Отношение $\frac{P_t}{\pi}$ называется модулем зацепления, измеряется в мм.

$m = \frac{P_t}{\pi}$.

Значения модуля для эвольвентных зубчатых колес стандартизованы.

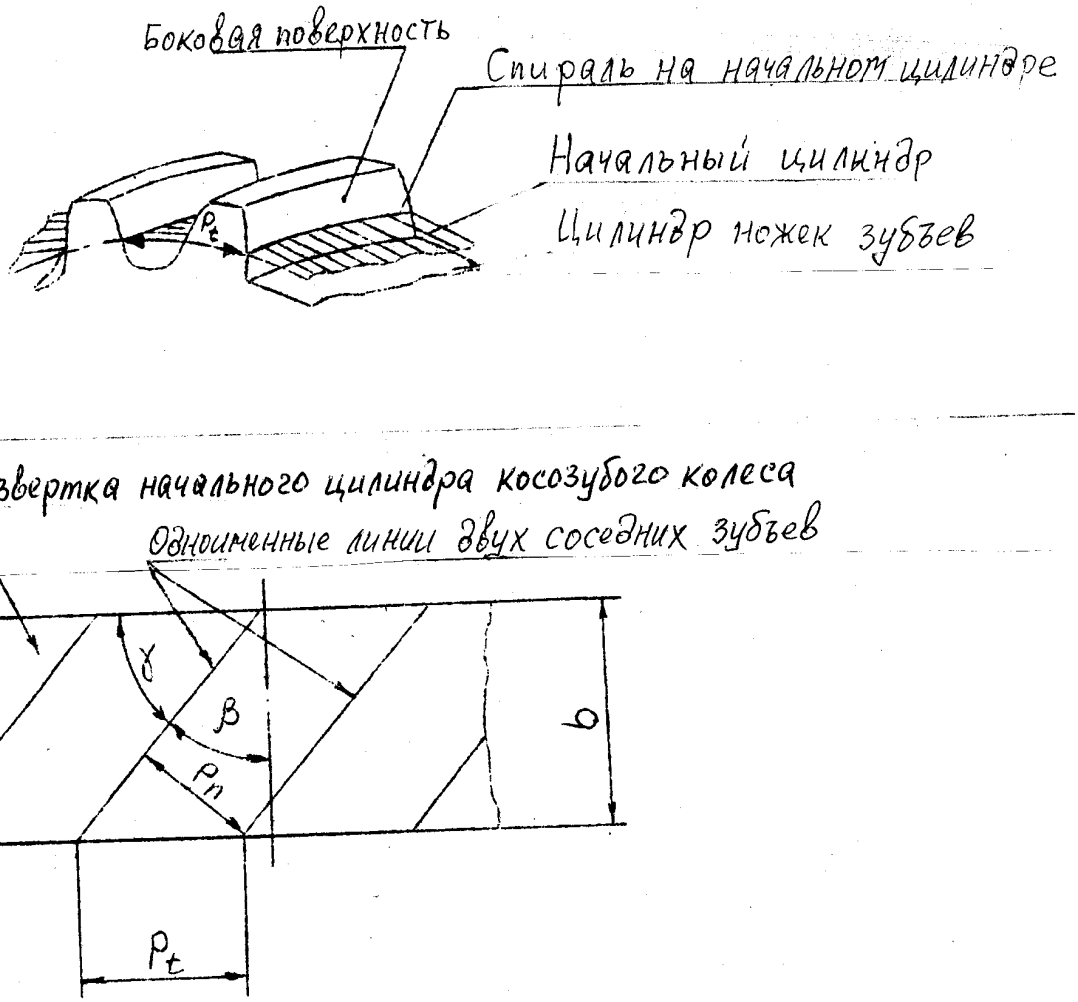


Рисунок 2.17 Цилиндрическое косозубое колесо

Основные геометрические параметры зубчатых колес могут быть выражены через модуль.

$h_a = m$;

$h_f = 1{,}25m$;

$h = h_a + h_f = m + 1{,}25m = 2{,}25m$;

$d_{w1} = mZ_1$;

$d_{w2} = mZ_2$;

$d_{a1} = d_{w1} + 2h_a = mZ_1 + 2m = m(Z_1 + 2)$;

$d_{a2} = m(Z_2 + 2)$;

$d_{f1} = d_{w1} - 2h_f = mZ_1 - 2\ 1{,}25m = m(Z_1 - 2{,}5)$;

$d_{f2} = m(Z_1 - 2{,}5)$;

$a_w = \frac{d_{w1}+d_{w2}}{2} = \frac{mZ_1+mZ_2}{2} = m\left(\frac{Z_1+Z_2}{2}\right)$.

Для коррегированных колес

$d_{a1} = d_1 + 2m\,(h_a^* + x_1 - \Delta y)$;

$d_{a2} = d_2 + 2m\,(h_a^* + x_2 - \Delta y)$;

$d_{f1} = d_1 - 2m\,(h_a^* + c^* - x_1)$;

$d_{f2} = d_2 - 2m\,(h_a^* + c^* - x_2)$;

$x = x \cdot m$ – смещение инструмента;

$x > 0$ – когда инструмент смещается от центра заготовки и наоборот

$-\ x < 0$;

a_w - межосевое расстояние (указывается на чертежах);

$h_a^* = 1$; $c^* = 0{,}25$;

$d_i = \frac{Z_i m}{\cos\beta}$ – делительный диаметр ;

$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}$;

$d_{w2} = u\, d_{w1}$;

где: x_1 и x_2 – коэффициенты смещения, равные отношению смещения к модулю;

$x_\Sigma = x_1 + x_2$;

$y = \frac{a_w - a}{m}$ коэффициент воспринимаемого смещения;

$\Delta y = x_\Sigma - y$ – коэффициент уравнительного смещения;

$a = \frac{Z_\Sigma m}{2\cos\beta}$ – делительное межосевое расстояние ;

$a_w = \frac{Z_\Sigma m}{2\cos\beta} \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}}$;

$\alpha_t = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\alpha/\cos\beta)$;

$\alpha_{tw} = \arccos[(a \cdot \cos\alpha_t/\alpha_w)]$.

Точность изготовления зубчатых колес

При нарезании зубчатых колес всегда имеют место ошибки (погрешности) изготовления. Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются:

ошибка шага и формы профиля зубьев, ошибки в направлении зубьев, ошибка межосевого расстояния, радиальное и осевое биение зубчатого венца и др.

Все ошибки приводят к увеличению шума и преждевременному разрушению передачи.

Точность изготовления зубчатых колес (передач)регламентируется ГОСТ 1643-81, который предусматривает 12 степеней точности. Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

1) нормой кинематической точности, регламентирующей наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота зубчатого колеса в пределах одного оборота (в зацеплении с эталонным колесом).
2) нормой плавности работы, регламентирующей многократно повторяющиеся циклические ошибки передаточного отношения или угла поворота в пределах одного оборота.
3) нормой контакта зубьев, рекомендующей ошибки изготовления зубьев и сборки передачи, влияющие на размеры пятна контакта в зацеплении (распределении нагрузки по длине зуба).

Степень точности выбирается в зависимости от назначения и условий работы передачи. Наибольшее применение находят 6…9 степени точности.

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть боковой зазор. Размер зазора регламентируется видом сопряжения зубчатых колес, независимо от степени точности. Стандартом предусмотрено шесть видов сопряжения:

H – нулевой зазор;

E – малый зазор;

C и Д – уменьшенный зазор;

B – нормальный зазор;

A – увеличенный зазор -

(при сопряжениях H, E и C – требуется повышенная точность изготовления) и восемь видов допуска на боковой зазор, обозначаемых в порядке возрастания h, d, c, b, a, z, y, x для цилиндрических колес и пять видов для конических.

Тип передачи	Тип зубьев	Степень точности			
		6	7	8	9
		Предельно окружная скорость, м/с			
Цилиндри-ческая	прямой	15	10	6	3
	косой	30	15	10	6
коническая	прямой	9	6	4	2,5

К.П.Д. зубчатых передач

Потери мощности в зубчатой передаче обусловлены потерями мощности на трение в зацеплении, потерями в опорах, и гидравлическими потерями на перемешивание масла (в закрытых передачах). Основная потеря мощности имеет место в зацеплении. Потерянная мощность преобразуется в тепло. Для расчетов можно использовать средние значения К.П.Д. для зубчатых передач (колеса которых установлены в шарикоопорах).

Тип передачи	Передача закрытая		Передача открытая
	Степень точности		
	6 и 7	8	9
цилиндрическая	0,99…0,98	0,97	0,96
коническая	0,98…0,97	0,96	0,94

Материалы и термообработка

Для изготовления зубчатых колес используют различные материалы: сталь, чугун, цветные сплавы, пластмассы.

Сталь применяется наиболее широко, так как она по сравнению с другими материалами наиболее полно обеспечивает контактную прочность и изгибную прочность зубьев.

Зубчатые колеса могут быть нарезаны после или до термической обработки. Нарезание зубьев после термообработки исключает влияние последней на точность колес. Но в этом случае твердость заготовки не должна превышать НВ 320…350. Такая твердость достигается улучшением или нормализацией.

Справка.

Нормализация – нагрев материала до температуры, незначительно превышающей температуру верхней критической точки стали, выдержка и постепенное охлаждение на воздухе или вместе с печью. Она снимает литейные напряжения и наклеп, обеспечивает получение равномерной структуры. Нормализуют качественные углеродистые и легированные стали, а также стальное литье.

Улучшение – закалка с последующим высокотемпературным отпуском.

Нормализованные и улучшенные стали применяют для колес индивидуального и мелкосерийного производства.

Однако колеса нормализованные или улучшенные имеют низкую прочность, поэтому передачи с такими колесами громоздкие и их используют в передачах масса и габариты которых не ограничены.

Для уменьшения массы и габаритов передачи применяют зубчатые колеса с твердостью рабочих поверхностей больше НВ 350. Для получения такой твердости рабочие поверхности зубьев подвергаются или объемной закалке или

поверхностной закалке (45, 35Х, 40Х, 40ХН, 30ХНЗА, 40ХН2МА и др.) или цементации для низкоуглеродистых сталей (стали 15, 20, 15Х, 20Х, 12ХНЗА, 15ХФ, 18ХГТ, 18Х2Н4А и др.), или азотированию для сталей 38Х2Ю, 38Х2МЮА, или цианированию.

Преимущество азотирования и цианирования заключается в том, что они вызывают меньшее коробление и исключают последующее шлифование зубьев.

Виды разрушения зубьев

При неточном расчете, недостатках конструкции, больших перегрузках, небрежности монтажа или нарушении правил нормальной эксплуатации передачи возможны: поломка зубьев, выкрашивание, заедание и преждевременный износ рабочих поверхностей зубьев.

1. Поломка зубьев происходит по причине: больших перегрузок ударного или статического действия; повторных перегрузок, вызывающих малоцикловую усталость; многократно повторяющихся нагрузок, вызывающих усталость материала. Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгиб.
2. Усталостное выкрашивание (питинг) поверхностных слоев зубьев является наиболее серьезным и распространенным видом повреждений зубьев для большинства закрытых, обильно смазываемых и хорошо защищенных от загрязнения зубчатых колес. Выкрашивание заключается в появлении на рабочих поверхностях небольших углублений, напоминающих оспинки, и носит усталостный характер: контактные напряжения в каждой точке рабочей поверхности зубьев изменяется по нулевому циклу, а напряжения в поверхностном слое по знакопеременному несимметричному циклу. Выкрашивание начинается в близи полюсной линии на ножках зубьев, где в связи с малыми скоростями скольжения большие силы трения. Затем оно распределяется на всю поверхность ножек (прогрессирующее выкрашивание – при полном прилегании зубьев), приводя к повышению давления на невыкрашенных участках поверхности, выжиманию смазки в ямки и, наконец, к пластическому деформированию и заеданию. Для предотвращения выкрашивания зубья рассчитывают на контактную выносливость.

   Заедание является следствием раздавливания масляной пленки в зоне контакта зубьев, сцепления поверхностных частичек материала шестерни и колеса и оставления на поверхности менее прочного зуба ямок, борозд в результате их отрыва при относительном движении зубьев. Заеданию более подвержены зубья с незакаленными поверхностями из однородных материалов.

   Износ происходит в результате истирания рабочих поверхностей зубьев вследствие механического, молекулярно-механического и коррозионно-механического изнашивания.

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Тема 9 ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ НА УСТАЛОСТЬ

При расчете необходимо определить минимальные размеры передачи, которые обеспечивали бы ее работоспособность в течении заданного срока службы. Наиболее рациональное решение такой задачи возможно при проведении прочностного расчета с учетом влияния на нагрузочную способность передачи геометрических параметров зацепления, термической и термохимической обработок зубьев. Из анализа работы зубчатой передачи очевидно, что зубья под действием нормальной силы и силы трения находятся в сложном напряженном состоянии. Решающее внимание на их работоспособность оказывают контактные напряжения $\sigma_{\text{н}}$ и напряжения изгиба σ_F, изменяющиеся по некоторому прерывистому циклу.

В современной методике расчета основным критерием работоспособности зубчатых передач принята контактная усталость рабочих поверхностей зубьев, поскольку в пределах заданных габаритов $\sigma_{\text{н}}$ остаются постоянными, а σ_F можно уменьшить, увеличивая модуль.

Условие прочности зубчатых передач при расчете на контактную усталость имеет вид

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}.$$

Условие прочности на изгибную усталость имеет вид

$$\sigma_{Fi} \leq \sigma_{FPi}.$$

Описательные алгоритмы по ГОСТ 21354-87

1. Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость

$$\sigma_{Hpi} = \frac{\sigma_{Hlimbi}}{S_{Hi}} 0.9\, Z_{Ni},$$

где σ_{Hlimbi} – предел контактной выносливости;

S_{Hi} – коэффициент запаса прочности.

Z_{Ni} – коэффициент долговечности.

$\sigma_{Hlimbi} = 2H_{HBi} + 70$ – для нормализованных и улучшенных колес.

$\sigma_{Hlimbi} = 17H_{HRCi} + 200$ – для колес с объемной и поверхностной закалкой $HRC \approx (38 \ldots 50)$.

$\sigma_{Hlimbi} = 23H_{HRCi}$ – для цементированных и нитроцементированных колес $HRC > 56$.

$S_{Hi} = 1{,}1$ – для нормализованных и улучшенных колес.

$S_{Hi} = 1{,}2 -$ для зубчатых колес с поверхностной закалкой, цементированных, азотированных.

$Z_{Ni} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlimi}}{N_{HEi}}}$, если $N_{HEi} < N_{Hlimi}$.

N_{Hlimi} – базовое число циклов напряжений.

N_{HEi} – расчетное число циклов напряжений.

Здесь $Z_{Ni} \leq 2{,}6$ – для нормализованных, улучшенных сталей.

$Z_{Ni} \leq 1{,}8$ – для колес с поверхностной закалкой зубьев.

$Z_{Ni} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlimi}}{N_{HEi}}}$, если $N_{HEi} > N_{Hlimi}$. причем $Z_{Ni} \geq 0{,}75$.

$N_{Hlimi} = 30H_{HBi}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$ или по рис.2.18.

$N_{HEi} = 60\, c_i n_i L_h -$ постоянный режим нагружения.

$N_{HEi} = 60\, c_i n_i L_h (\sum_{i=1}^{n} (K_{Hi})^3 \cdot K_{ti}) -$ переменный режим нагружения, рис. 2.19.

$L_h = 365 \cdot L_r \cdot K_r \cdot 24 \cdot K_c$

$K_{Hi} = \frac{T_i}{T_{max}}$, $K_{ti} = \frac{t_i}{t}$.

$\sigma_{Hp} = \min\ (\sigma_{Hp1}, \sigma_{Hp2}) -$ для прямозубых передач.

Для косозубых и шевронных передач.

$\sigma_{Hp} = 0{,}45\ (\sigma_{Hp1} + \sigma_{Hp2}) \geq \sigma_{HPmin}$, при условии, что

$\sigma_{HP} < 1{,}25\sigma_{HPmin}$.

2. Допускаемые напряжения изгиба при расчете на усталость $\sigma_{FPi} = \frac{\sigma_{Flimbi}}{S_F} \cdot Y_{Ni}$;

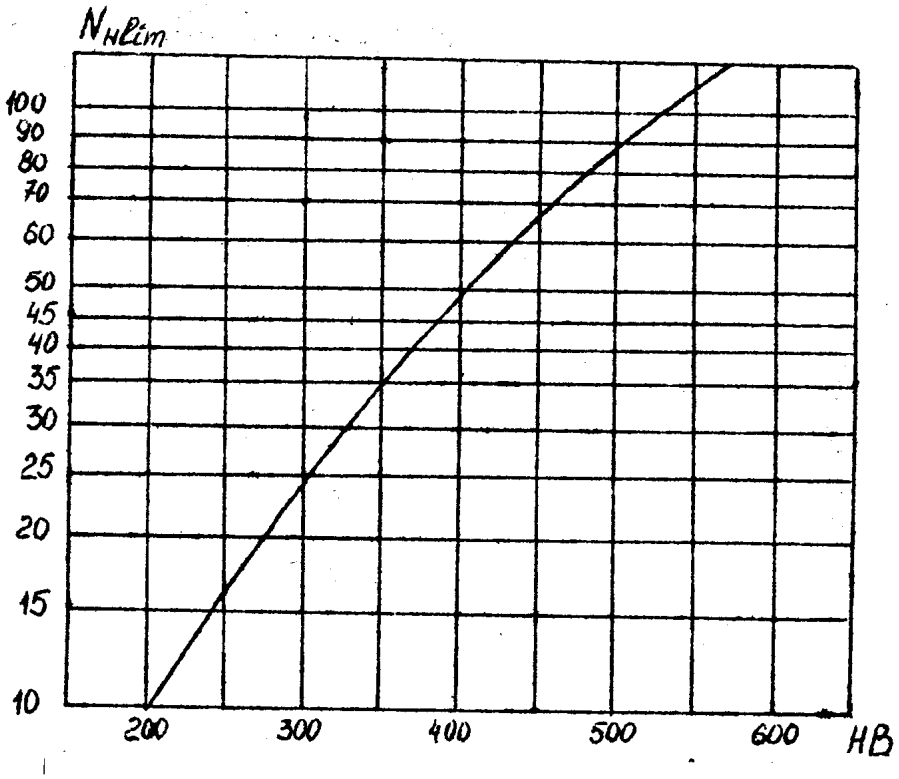


Рисунок 2.18 График базового числа циклов напряжений

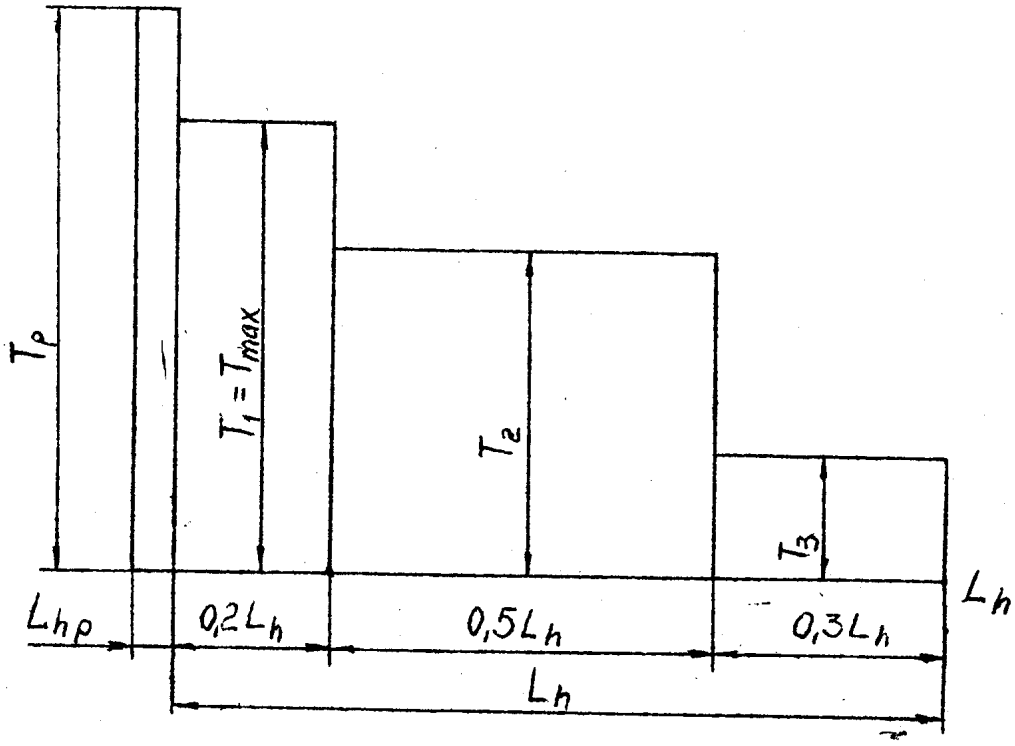


Рисунок 2.19 График нагрузки

предел изгибной выносливости $\sigma_{Flimbi} = \sigma^0_{\mathrm{H}limbi}\ Y_z \cdot Y_a$.

Базовый предел выносливости при изгибе

σ^0_{Flimbi} = 1,75 · H_{HB} – для нормализованных и улучшенных колес.

$\sigma^0_{Flimbi} \approx$ 460…680 МПа – выбирается из баз данных для зубчатых колес с объемной и поверхностной закалкой.

S_F = 1,7 – коэффициент запаса прочности.

Коэффициент, учитывающий тип заготовки:

Y_z = 1 – для поковок и штамповок.

Y_z = 0,9 – для проката.

Y_z = 0,8 – для литых заготовок.

Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки.

Y_a = 1 – одностороннее приложение нагрузки.

Y_a = 0,7…0,8 - двухстороннее приложение нагрузки (реверсивной нагрузке).

Коэффициент долговечности

$Y_{Ni} = \sqrt[qF]{\frac{N_{Flim}}{N_{FEi}}} \geq 1$.

q_F = 6 – для нормализованных и улучшенных сталей.

q_F = 9 – для азотированных, цементированных, нитроцементированных сталей с нешлифованной переходной поверхностью.

Причем

Y_{Nimax} = 4 , при q_F = 6 ;

Y_{Nimax} = 2,5 , при q_F = 9 .

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов напряжений.

N_{FEi} = 60 $c_i \cdot n_i \cdot L_h$ - постоянный режим нагружения.

N_{FEi} = 60 $c_i \cdot n_i \cdot L_h$ $\left(\sum_{i=1}^{n} (K_{Hi})^{qF} K_{ti}\right)$ - переменный режим нагружения.

$L_h = 365 \cdot L_г \cdot K_г \cdot 24 \cdot K_c$.

$K_{Hi} = \frac{T_i}{T_{max}}$; $K_{ti} = \frac{t_i}{t}$.

Допускаемые напряжения при проверке прочности зубьев по кратковременным перегрузкам.

Эти напряжения нужны для оценки статической прочности зубьев $T_{пик}$, не учтенные при расчете на усталость, могут привести к потере статической прочности зубьев. Чтобы этого не произошло, необходимо выполнить условие

$\sigma_{нmax} = \sigma_н \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{max}}} \leq [\sigma_н]_{max}$, где

$\sigma_н$ и T_{max} – соответственно расчетные напряжения и момент по контактной усталости зубьев ($\sigma_н$ – см, ниже проверочный расчет)
$[\sigma_н]_{max}$ – предельное допускаемое напряжение.

$[\sigma_н]_{max} = 2{,}8\sigma_Т$ – при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев.

$[\sigma_н]_{max} = 40$ HRC, при цементации, закалке Т.В.Ч. и азотировании зубьев.

$\sigma_т$ – предел текучести.

Аналогично, максимальные напряжения изгиба

$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{пик}}{T_{max}} \leq [\sigma_F]_{max}$

$[\sigma_F]_{max} \approx 0{,}8\sigma_Т$ при НВ < 350 .

$[\sigma_F]_{max} \approx 0{,}6\sigma_b$ при НВ > 350 .

где σ_b – предел прочности материала.

Тема 10 ПРОВЕРОЧНЫЙ И ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Крутящий момент на ведомом валу Т2, угловые скорости вращения ведущего ω_1и ведомого ω_2валов или значения других параметров, по которым можно определить Т2, ω_1 и ω_2 являются исходными данными для проектного расчета цилиндрических зубчатых передач.

Проектирование закрытой зубчатой цилиндрической передачи со стальными колесами выполняют в такой последовательности:

1. определяют межосевое расстояние, a_wмм, из условия сопротивления контактной усталости рабочих поверхностей зубьев по следующей формуле

$$a_w \geq K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{\text{H}b}}{(U[\sigma_{\text{H}}])^2 \psi_{ba}}}, \text{ мм.}$$

Для получения этой формулы в качестве исходной принимают формулу Герца-Беляева для наибольших контактных напряжений при сжатии цилиндров, соприкасающихся по образующим

$$\sigma_{\text{H}} = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \cdot \frac{1}{\left(\pi \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}} \leq [\sigma_{\text{H}}] ,$$

$$\sigma_{\text{H}} = \sqrt{q \frac{E_r}{2\pi(1-\nu^2)} \cdot \frac{1}{\rho_r}} \leq [\sigma_{\text{H}}] .$$

Для прямозубых передач

$K_a = 495$;

$K_a = 430$ для косозубых передач.

$U = \frac{\varpi_1}{\varpi_2}$ – передаточное число, которое должно соответствовать одному из значений по нормам (см. табл.)

Таблица U

1-й ряд	1.0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0
2-й ряд	-	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	-

Действительное передаточное число не должно отличаться от значений по нормам не более чем на 2,5% для $U \leq 4{,}5$; и не более чем на 4% для $U > 4{,}5$.

T_2 – в N_m – номинальный крутящий момент, действующий на зубчатое колесо.

$K_{\text{H}\beta}$ – выбирается по таблицам

Таблица $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$	≤ НВ 350			> НВ 350		
	I консольные	II ассиметр.	III симметрич.	I	II	III
0,2	1,16	1,03	1,0	1,22	1,04	1,02
0,4	1,35	1,06	1,03	1,43	1,07	1,04
0,6	1,55	1,10	1,04	1,67	1,14	1,05
0,8	1,90	1,15	1,06	2,0	1,2	1,08
1,0	2,3	1,2	1,1	2,35	1,27	1,12
1,2	-	1,26	1,13	-	1,35	1,16

ψ_{ba} и ψ_{bd} – коэффициенты ширины зубчатого венца.

$\psi_{bd} = \frac{b_{w2}}{a_w}$, $\psi_{bd} = \frac{b_{w2}}{d_{w1}}$.

$\psi_{ba} \cdot a_w = \psi_{bd} \cdot d_{w1} \rightarrow \psi_{bd} = \psi_{ba} \frac{a_w}{d_{w1}} = \psi_{ba} \frac{d_{w1}+d_{w2}}{2d_{w1}} = 0{,}5\psi_{ba}(1+U)$;

$\psi_{bd} = 0{,}5\psi_{ba}(1+U)$. $\psi_{bd} = 0{,}5\psi_{ba}(U \pm 1)$.

Коэффициент ψ_{ba}может быть выбран по таблице

Таблица ψ_{ba}

Расположение зубчатых колес по отношению к опорам	твердость	ψ_{ba}
симметричное	любая	0,315; 0,4; 0,5
асимметричное	≤ НВ 350 >HRC 40	0,315; 0,4; 0,25; 0,315
консольное	≤ НВ 350 >HRC 40	0,25 0,2

Полученные значения a_w округляют до ближайшего большего по нормам

Таблица a_w

1 ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315…
2 ряд	-	-	71	90	112	140	180	224	280	355…

2. Определяют ширину зубчатого венца колеса

$$b_{w2} = \psi_{ba} \cdot a_w .$$

Если твердость шестерни $\leq$ НВ 350, то $b_{w1} = b_{w2} + (2…5)$ мм.

Если твердость шестерни НВ 350, то $b_{w1} = b_{w2}$

Полученные значения b_{w1} и b_{w2} согласуют с нормами

10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 40, 50, 63, 71, 80 мм.

3. Определяют величину нормального модуля

$m_n = (0{,}01…0.02)\, a_w$, мм и округляют его по нормам. Наименьшее значение модуля для силовых редукторов $m_n \geq 1.5$ мм.

4. Определяют суммарное число зубьев для косозубых колес и угол наклона зубьев для косозубых колес и шевронных колес

$Z_\Sigma = \frac{2a_w}{m_n}$ - для прямозубых колес;

$Z_\Sigma = \frac{2a_w}{m_n} \cos\beta'$ – для косозубых и шевронных колес;

Z_Σ - должно быть целым числом.

Допускается, чтобы a_w было отличным по нормам.

Число зубьев шестерни

$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u+1}$ [$Z_\Sigma = Z_1 + Z_2 = Z_1 + u \cdot Z_1 = Z_1(u+1)$, $Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u+1}$]

$Z_\Sigma = Z_2 \pm Z_1$ $-$ $\frac{\text{внешнее зацепление}}{\text{внутреннее зацепление}}$;

$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u \pm 1}$ - $\frac{\text{внешнее зацепление}}{\text{внутреннее зацепление}}$.

Тогда

$Z_2 = Z_\Sigma \pm Z_1$ - $\frac{\text{внешнее зацепление}}{\text{внутреннее зацепление}}$.

β' - угол наклона зубьев. Предварительно принимают для косозубых колес

$\beta' = 10°$ ($\cos\beta$ = 0,9848) $\beta' = 30°$ для шевронных колес ($\cos\beta$ = 0,866).

Полученные значения Z_Σ округляют до ближайшего меньшего целого числа и уточняют действительные значения угла наклона зубьев.

$$\cos\beta = \frac{Z_\Sigma \cdot m_n}{2 \cdot a_w} .$$

Значение βизменяется от 8^0 до 18^0 для косозубых колес и от 25^0до 40^0 для шевронных колес.

Рекомендуют $Z_1 = 20…30$ для первой ступени и $Z_1 = 17…24$ для других ступеней редукторов.

5. Определяют геометрические параметры зубчатых колес.

1) делительные диаметры

$d_i = m_n Z_i$ - для прямозубых колес;

$d_i = \frac{m_n}{cos\beta} Z_i$ - для косозубых колес.

2) диаметры окружностей выступов

$d_{ai} = d_i + 2m_n$;

3) диаметры окружностей впадин

$d_{fi} = d_i - 2{,}5m_n$;

4) пределяют окружную скорость в зацеплении

$V = \frac{\omega \cdot d}{2 \cdot 1000}$, м/с

и устанавливают степень точности передачи в зависимости от условий работы и предъявляемых к передаче требований.

6. Определяют усилия, действующие в зацеплении, рис. 2.20.

Окружное усилие

$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1}$

α_{tw} – угол зацепления;

α_t – торцевой угол профиля зуба;

α - угол профиля исходного контура.

Радиальное усилие

$Fr_1 = Fr_2 = F_t \frac{tg\alpha_t}{cos\beta}$.

Осевое усилие

$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot tg\beta$.

7. Выполняют проверочный расчет на контактную усталость рабочих поверхностей зубьев, рис. 2.21.

$$\sigma_{\text{H}} = \sigma_{\text{H0}} \cdot \sqrt{K_{\text{H}}} \leq \sigma_{\text{Hp}} ,$$

$$\sigma_{\text{H0}} = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_{\text{H}} \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_t(u\pm1)}{b_w d_1 . u}} ,$$

$$K_{\text{H}} = K_{\text{H}\alpha} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{Hv}} \cdot K_A .$$

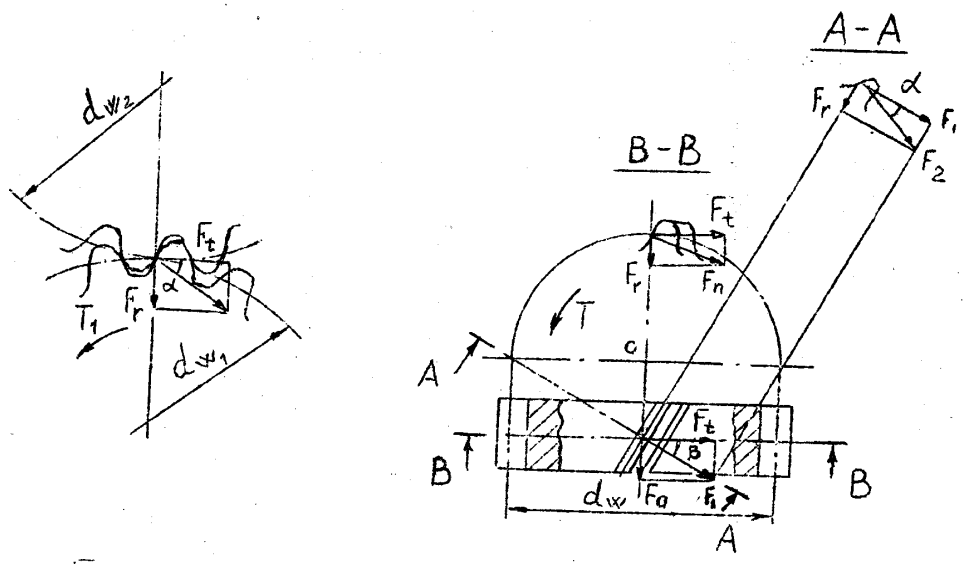


Рисунок 2.20 Схема сил в зацеплении

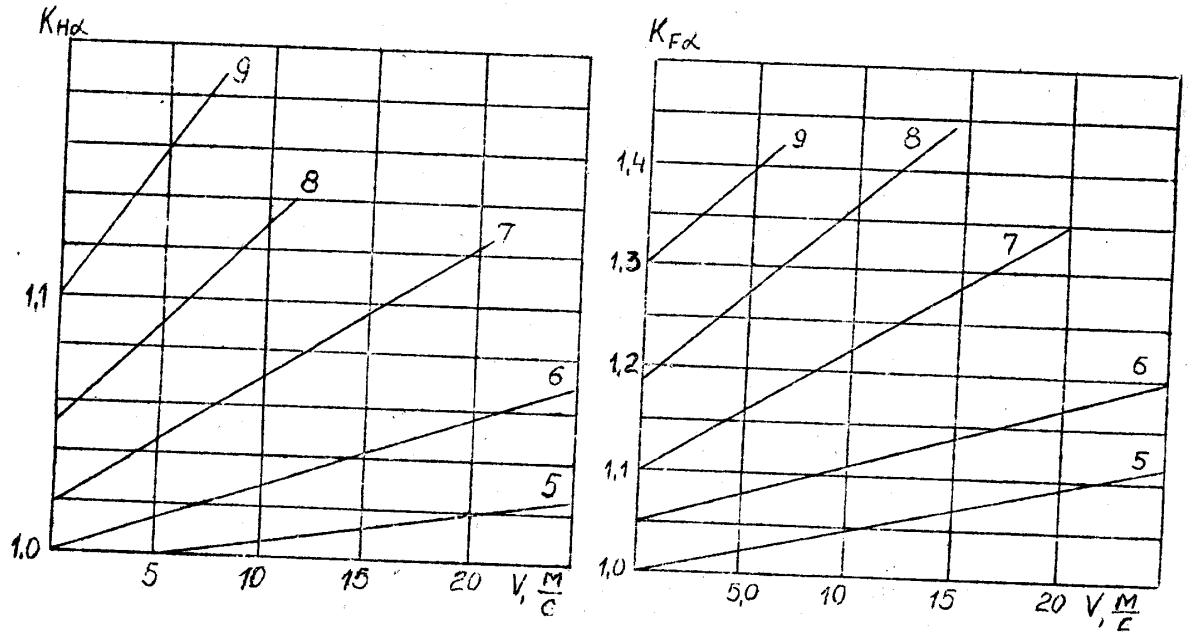


Рисунок 2.21 Графики коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубых передач в зависимости от окружной скорости V передачи и степени точности (5...9)

Расчет прочности зубьев на изгибную усталость

$$\sigma_{\mathrm{F}} \leq \sigma_{\mathrm{Fp}}$$

$\sigma_{\mathrm{F}} = \frac{F_{tF}}{bm} K_F Y_{Fs} Y_\beta Y_\varepsilon$ - расчетное местное напряжение при изгибе

1) K_F – коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{\mathrm{A}} \cdot K_{\mathrm{FV}} \cdot K_{\mathrm{F\beta}} \cdot K_{Fa} .$$

.

2) окружное усилие на делительном цилиндре

$$\mathrm{F_{tF}} = \frac{2000T_{1F}}{d_1} = \frac{2000T_{2F}}{d_2} .$$

3) K_{A}– то же что и для контактных напряжений.

4) $K_{\mathrm{FV}} = 1 + \frac{\mathrm{w}_{Fv}\, \mathrm{b_w}}{F_{tF} K_A}$;

$\mathrm{W_{FV}} = \delta_{\mathrm{F}} g_0\, \mathrm{v} \sqrt{\frac{a_w}{u}}$.

5) $K_{\mathrm{F\beta}} = \left(K^0_{\mathrm{H}\beta}\right)^{N_F}$

$N_F = \frac{(b/h)^2}{(b/h)^2 + b/h - 1} \longrightarrow$ $\mathrm{h} = \frac{2\mathrm{m}}{\varepsilon_\alpha}$ - прямозубое зацепление

h = 2m - косозубые зацепления

b- более узкое колесо (ширина)

6) $K_{\mathrm{F\alpha}} = 1$ и $Y_\varepsilon = 1$ -для прямозубого зацепления

$K_{\mathrm{F\alpha}}$ определяют по ф-ле $K_{\mathrm{H\alpha}}$ - для косозубых и шевронных зацеплений.

При этом в уточненных расчетах принимают y_α =0 и $a_\alpha \geq 0{,}4$

Должно выполняться условие $1 \leq K_{\mathrm{F\alpha}} \leq \varepsilon_\gamma$.

7. Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений

$Y_{Fs} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{Z_v} - 29{,}7\frac{\mathrm{x}}{Z_v} + 0{,}092\mathrm{x}^2$.

Для зубчатых колес, изготовленных с применением червячной фрезы или зубострогальной гребенки с протуберанцем

$Y_{Fs} = 3{,}61 + 0{,}53\mathrm{x}^2 + \frac{25{,}3}{Z_v} - 37{,}6\frac{\mathrm{x}}{Z_v}$.

8. Коэффициент, учитывающий наклон зуба

$Y_\beta = 1\text{-}\varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \geq 0{,}7$, $\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{b_w}{\pi m} \sin\beta$.

9. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев

$Y_\varepsilon = 1$- для прямозубых передач при предварительных расчетах .

Y_ε- по нормам плавности ГОСТ 1643-81 –для уточненных расчетов .

Для косозубых передач

при $\varepsilon_\beta < 1$ $Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{\varepsilon_\alpha}$;

$\varepsilon_\beta \geq 1$ $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$.

Планетарные передачи

Планетарным называется механизм, в котором некоторые зубчатые колеса имеют подвижные в пространстве оси вращения.
Каждая зубчатый механизм составляется из элементарных зубчатых механизмов. Элементарным зубчатым механизмом называется совокупность двух сопряженных зубчатых колес с общим водилом, рис. 2.22.
Рассмотрим пример зубчатого механизма, составленного из двух элементарных зубчатых механизмов с внешним зацеплением, рис.2.23.
Такие планетарные механизмы при работе с двумя степенями свободы называются дифференциалами.
Степень подвижности - $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2$.
Всего в каждом дифференциале 4 звена: две центральные шестерни 1 и 2, называемые солнечными, водило 3 и сателлит 4. Только три звена из четырех, а именно шестерни 1, 2 и водило 3 – имеют общую и притом неподвижную в пространстве ось вращения. Такие звенья называются основными в отличии от сателлитов. Когда механизм называют трехзвенным, то слово «трехзвенный» указывает не на общее число звеньев, а на число основных звеньев.
Планетарные механизмы с двумя центральными колесами (в общем случае этим колесам присваивается буква К) и водилом h обозначаются

2 к- h.

Шестерни с внутренними зацеплениями называются коронными.

Для уравновешивания действующих усилий в каждом дифференциале устанавливается несколько сателлитов, каждый из которых несет свою часть нагрузки. Простейший из дифференциалов, называемый однорядным имеет вид, рис. 2.24.

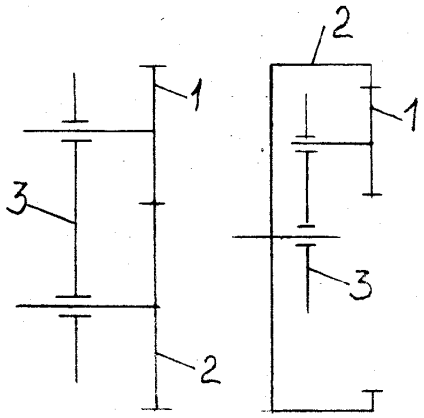


Рисунок 2.22 Элементарный зубчатый механизм: 1,2 - зубчатые колеса; 3 - водило

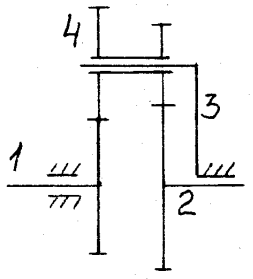


Рисунок 2.23 Дифференциал
1,2 - солнечные шестерни;
3 - водило; 4 - сателлит

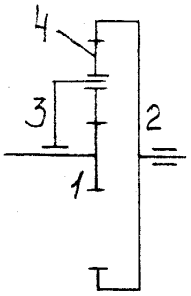


Рисунок 2.24 Однорядный дифференциал

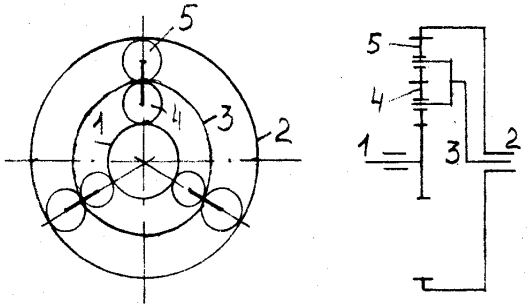


Рисунок 2.25 Дифференциал с двойными сателлитами

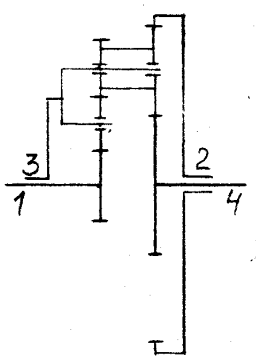


Рисунок 2.25
двойной дифференциал:
1...4 - соединяемые валы

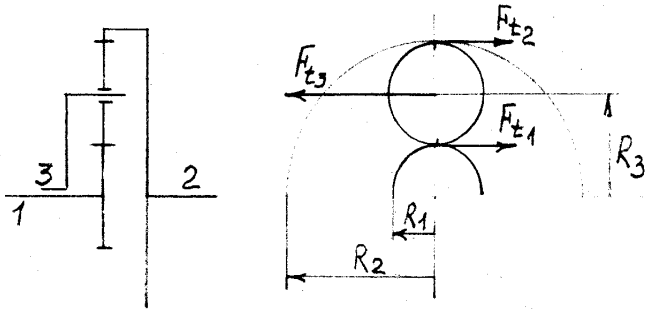


Рисунок 2.26 Кинематика дифференциалов

Однорядный дифференциал, работающий с одной степенью свободы (при одном остановленном звене) называется планетарным рядом (планетарной передачей). Неподвижным может быть любое из основных звеньев.

Широкие кинематические возможности планетарной передачи являются одним из основных ее достоинств и позволяют использовать передачу: как редуктор с постоянным передаточным отношением; как коробку передач, передаточное отношение в которой изменяют путем поочередного торможения различных звеньев; как дифференциальный механизм.

К другим достоинствам относят: компактность, малая масса, снижение веса в 1,5…5 раз по сравнению с обычными передачами при сохранении u, высокий КПД, малая инерционность, малая нагрузка на опоры (все это объясняется тем, что нагрузка распределяется по нескольким потокам).

К недостаткам планетарных передач относятся повышенные требования к точности изготовления и монтажа. Рациональные значения u = 30…100.

Свойства дифференциала оцениваются его параметром, которым для однорядного дифференциала называют отношение числа зубьев коронной шестерни Z_2 к числу зубьев солнечной шестерни Z_1.

$\alpha = Z_2 / Z_1$.

Конструктивно целесообразные формы однорядного дифференциала получаются при

$\frac{4}{3} \leq \alpha \leq 4(5) \rightarrow$ нежелательное значение.

Если $\alpha > 5,$ то габариты коронной шестерни будут велики, так как из соображений прочности и долговечности солнечная шестерня не может быть малой.

Если $\frac{4}{3} \leq \alpha$, то диаметры коронной и солнечной шестерен близки один к другому. Между которыми должны разместиться сателлиты, которые также не могут быть малыми из соображений прочности и долговечности.

Сказанное справедливо только для цилиндрических колес. Для конических колес параметр α может быть принят и равным единице и меньше единицы. Однако изготовление конических зубчатых колес сложнее и дороже цилиндрических, поэтому конические дифференциалы принимаются только в тех случаях, когда без них обойтись нельзя.

Чаще всего трансмиссии колесных и гусеничных машин составляются из однорядных дифференциалов – планетарных рядов.

Широкое применение находят дифференциалы с двойными сателлитами, которые позволяют составлять КП из минимального числа зубчатых колес. Они существенно расширяют кинематические возможности планетарных КП, т.к. по сравнению с обычным однорядным дифференциалом при прочих равных условиях обеспечивают иное направление вращения коронной шестерни, рис. 2.25.

Однорядные дифференциалы с двойными сателлитами могут выполнятся так, что прямая, соединяющая центры двух сопряженных сателлитов, либо будет совпадать с радиусом дифференциала (а), либо будет находится под углом к этому ряду (б). Чаще всего используется второй тип, который при прочих равных условиях допускает использование сателлитов больших размеров, что выгодно по соображениям конструктивным и прочностным.

Однорядные дифференциалы с двойными сателлитами позволяют просто составлять двойные дифференциалы путем применения одного более длинного сателлита, с которым входит в зацепление вторая солнечная шестерня, рис. 2.26.

Двойной дифференциал соединяет четыре вала КП, один из которых присоединяется к коронной шестерне, второй – к водилу, а третий u четвертый – соответственно к первой и второй солнечным шестерням. Такие системы широко применяются в современных автомобильных планетарных КП.

Ограничения в выборе числа зубьев шестерен однорядного дифференциала (подбор зубьев планетарной передачи)

Существуют некоторые ограничения при выборе чисел зубьев.

1. Зубья всех шестерен должны быть сопряженными, а отсюда

$\frac{dw_1}{Z_1} = \frac{dw_2}{Z_2} = \frac{dw_4}{Z_4} = m$.

Для однорядного дифференциала очевидно

$$dw_2 = dw_1 + 2dw_4$$

разделив на m получим

$Z_2 - Z_1 = 2Z_4$,

т.е. разновидность чисел зубьев коронной и солнечной шестерен должна быть четной, поэтому Z_2 и Z_1 должны либо четными, либо нечетными.

Отсюда

$Z_4 = \frac{Z_2 - Z_1}{2}$ – условие соосности.

2. Чтобы сателлиты могли быть размещены равномерно по окружности размещения их осей (для уравновешивания действующих усилий на водиле),

$Z_1 + Z_2$ = k · t - условие симметричного размещения сателлитов

здесь К – число сателлитов ;

t - любое целое число.

Если это условие не соблюдается, то невозможно такой дифференциал собрать.

3. Чтобы сателлиты могли разместиться в дифференциале, диаметр окружности вершин зубьев сателлита d_{a4} должен быть меньше расстояния С, рис. 2.27.

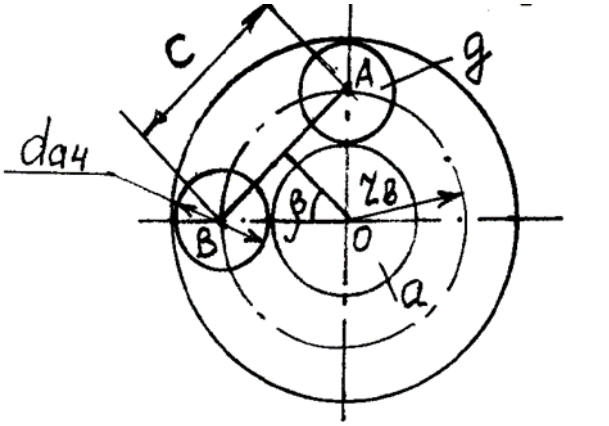


Рисунок 2.27

Из рисунка следует, что

$C = 2r_в \cdot \sin\beta$.

Угол β определяется частным от деления угла 2π на удвоенное число сателлитов, т.е.

$C = 2r_в \cdot \sin\frac{\pi}{K}$.

Поэтому условие соседства

$d_{a_4} < 2r_в \cdot \sin\frac{\pi}{K}$, но $(Z_a + Z_g)\cdot \sin\frac{\pi}{K} > (Z_g + 2)$,

$m\,(Z_4 + 2) < 2 \cdot \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2 \cdot 2}\right) m \sin\frac{\pi}{K}$, т.е.

$\left(\frac{Z_1 + Z_2}{2}\right) \sin\frac{\pi}{K} > Z_4 + 2$ - условие соседства .

При работе передач условие соседства используют в качестве проверочного, после выбора Z_1, Z_2 , Z_4 и числа сателлитов К.

Так: число зубьев Z_1 выбирают исходя из условия компановки соответствующего узла машины, конструктивных соображений и условий прочности.

При проектировании однорядного дифференциала обычно бывает задано числовое значение параметра дифференциала α и пределы его отклонения, тогда

$$Z_2 = Z_1 \cdot \alpha$$

Откуда из второго условия

$$Z_1 + Z_1 \cdot \alpha = \text{Kt} \rightarrow Z_1 \cdot (1 + \alpha) = \text{Kt}$$

находят $\text{K} = \frac{Z_1 \cdot (1+\alpha)}{t}$ - число сателлитов.

Определяют число зубьев сателлита из 1 условия

$$Z_4 = \frac{Z_1 \cdot (\alpha - 1)}{2}$$

И проверяют условие соседства.

Кинематика дифференциалов

В дифференциале имеется три вала: 1, 2, и 3, к каждому из которых во время работы механизма включающего этот дифференциал извне, приложены моменты T_1, T_2 и T_3.

Рассмотрим установившиеся режимы работы дифференциала, т.е. такие режимы, при которых числа оборотов валов n_1, n_2 и n_3 будут постоянными.

Условие равновесия дифференциала будет

$\Sigma T_i = T_1 + T_2 + T_3 = 0$,

т.е. сумма моментов, подведенных извне к трем валам дифференциала, равно нулю. Выражения моментов можно получить из условия равновесия сателлита, рис. 2.28.

Момент, действующий извне на солнечную шестерню

$T_1 = F_{t_1} \cdot R_1$

дает на сателлите окружное усилие F_{t_1}.

Момент, действующий извне на коронную шестерню 2

$T_2 = F_{t_2} \cdot K_2$

дает на сателлите окружное усилие F_{t_2}.

Оба этих усилия должны уравновешиваться окружным усилием F_{t_3}, приложенным пальцем водила к тому же сателлиту. Усилие F_{t_3} вызывается моментом, приложенным извне в водилу

$T_3 = F_{t_3} \cdot R_3$.

Из геометрии можно получить, что

$R_2 = \alpha \cdot R_1$, $R_3 = \frac{R1 + R2}{2} = \frac{\alpha+1}{2} \cdot R_1$.

Из условия равновесия сателлита 4 вытекает равенство $F_{t_1} = F_{t_2}$ и

$F_{t_3} = -2F_{t_1}$, поэтому $T_1 = F_{t_1} \cdot R_1$; $T_2 = 2F_{t_1} \cdot R_1$; $T_3 = -2F_{t_1} \cdot \frac{\alpha+1}{2} \cdot R1 -$
$-(\alpha + 1)F_{t1} \cdot R_1$.

Произведение числа оборотов вала на момент, воздействующий на него извне, пропорционален подводимой или снимаемой с него мощности. В случае совпадения направления действия внешнего момента с направлением вращения вала мощность будет подводится к валу, в случае несовпадения – сниматься.

Согласно закону сохранения энергии можно записать

$\Sigma P_i = P_1 + P_2 + P_3 = 0$ или

$T_1 n_1 + T_2 n_2 + T_3 n_3 = 0$.

Подставив в полученное уравнение выражения моментов получим характеристическое уравнение однорядного дифференциала

$F_{t1} R_1 n_1 + \alpha F_{t1} R_1 n_2 - (\alpha + 1) F_{t1} R_1 n_3 = 0$

$n_1 + \alpha n_2 - (\alpha + 1)\, n_3 = 0$, где (1)

$\alpha = \frac{T_1}{T_2}$; $-(\alpha + 1) = \frac{T_3}{T_1}$.

Это уравнение является уравнением связи между числами оборотов его валов.

В уравнение 1 не входит число оборотов сателлита, вращающегося около пальца и вместе с водилом вращающегося около оси дифференциала. При расчете подшипников сателлита принимают во внимание относительное число оборотов сателлита. Относительным числом оборотов одного вращающегося тела относительно другого, также вращающегося, называется разность их чисел оборотов.

При исследовании кинематики планетарных передач широко используют метод остановки водила – метод Виллиса. Всей планетарной передаче мысленно сообщается движение с частотой вращения водила, но в обратном направлении. При этом водило как бы затормаживается, а остальные звенья освобождаются. Получают, так называемый обращенный механизм, в этом механизме относительные движения звеньев не изменяются.

Если солнечное колесо обозначить буквой –a,

коронное колесо - b,

водило - h ,

сателлит - g, то

в обращенном механизме будем иметь, рис.2.29.

n_a - n_h

Число оборотов коронной шестерни

n_b - n_h

Число оборотов сателлита n_{gh} будет относительным числом оборотов около водила h.

Так как солнечная шестерня *a* находится в зацеплении с сателлитами g, то

$(n_a - n_h) \cdot R_1 = - n_{gh} \cdot R_4$, знак минус здесь по причине внешнего зацепления и вращения колес в разные стороны.

Учитывая, что

$R_4 = \frac{R_2 - R_1}{2} = \frac{\alpha R_2 - R_1}{2} = \frac{\alpha - 1}{2} R_1$ получим

$(n_a - n_h) \cdot R_1 = - n_{gh} \cdot \frac{\alpha - 1}{2} R_1$, откуда

$n_{gh} = \frac{2}{\alpha - 1} (n_h - n_a)^*$.

Коронная шестерня b вместе с сателлитом g вращаются в одном направлении, поэтому

$(n_b - n_h) \cdot R_2 = n_{gh} \cdot R_4$.

Так как $R_2 = \alpha R_1$, получим

$n_{gh} = \frac{2\alpha}{\alpha - 1} (n_b - n_h)^{**}$

При помощи любого из уравнений * или ** можно подсчитать число оборотов сателлита относительно водила.

Для обращенного механизма можно записать

$u_{ab}^h = + \frac{n_a - n_h}{n_b - n_h} = - \frac{Z_b}{Z_a}$, здесь знак « - » т.к. одно зацепление внешнее, а другое – внутреннее.

В планетарных передачах существенное значение имеет знак передаточного числа. При $u>0$ вращение ведущего и ведомого звеньев происходит в одном направлении; при $u<0$ вращение противоположное.

Если внешнее колесо заторможено, что чаще всего встречается ,

$u_{ab}^h = + \frac{n_a - n_h}{-n_h} = - \frac{n_a}{n_h} + 1 = - \frac{Z_b}{Z_a}$, т.е.

$u_{ah}^{b} = \frac{n_a}{n_h} = 1 - u_{ab}^{h} = 1 + \frac{n_a}{n_h} - 1 = 1 + \frac{Z_b}{Z_a}$ или

$u_{ah}^{b} = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{Z_b}{Z_a} = 1 + \alpha$,

$u_{ha}^{b} = \frac{1}{u_{ah}^{b}}$;

Для случая, когда неподвижно колесо *a* будем иметь

$u_{ba}^{h} = \frac{1}{u_{ab}^{h}}$;

$u_{bh}^{a} = 1 - u_{ba}^{h} = 1 - \frac{1}{u_{ab}^{h}} = 1 - \frac{1}{-\frac{Z_b}{Z_a}} = 1 + \frac{1}{\frac{Z_b}{Z_a}} = 1 + \frac{1}{\alpha} = \frac{1+\alpha}{\alpha} = \frac{n_b}{n_h}$;

$u_{hb}^{a} = \frac{\alpha}{1+\alpha} = \frac{n_h}{n_b}$.

Расчет на прочность

Расчет на прочность принципиально не различается от расчета обычных зубчатых передач, имеющих неподвижные оси. При этом расчет выполняют для каждого зацепления в отдельности (наружных и внутренних) с учетом распределения нагрузок между несколькими парами зубчатых колес.

При проектировочном расчете на контактную усталость поверхностей зубьев определяют начальный диаметр солнечного колеса

$d_{w_a} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\Sigma}(u_{ag}+1)}{\sigma_{Hp}^2 u_{ag} \psi_{вd} K}}$,

$K_d = 770$ - для прямозубых колес,

$K_d = 675$ - для косозубых колес ,

T_1 - расчетный момент на солнечной шестерне, нм ,

$u_{ag} = \frac{Z_g}{Z_a}$ - передаточное число.

K - число сателлитов;

$K_{H\Sigma} = K_c + K_{H\beta} - 1$,

K_c - коэффициент, уточняющий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами:

$K_c = 1{,}1 \ldots 1{,}2$ - с самоустанавливающимся солнечным колесом ,

$K_c = 1{,}2 \ldots 2$ - с жестким закреплением солнечного колеса .

$\psi_{вd} = \frac{bw}{dw_a}$- коэффициент ширины зубчатого венца солнечного колеса ,

$\psi_{вd} = \frac{Z_в}{Z_a} \cdot \psi_{вd(в)} \leq 0{,}75$, $\psi_{вd(в)} = \frac{bw}{dw_b} = 0{,}1 \ldots 0{,}18$.

σ_{Hp}- допускаемое напряжение, Мпа, определяемое по тем же зависимостям, что и для обычных зубчатых передач. Но число циклов нагружения, необходимое для расчета определяют для относительного движения звеньев, т.е. при остановленном водиле, т.е.

$N_{HE_a} = 60 \text{ с } L_h \ (n_a - n_h) \sum_{i=1}^{j} K_{Hi}^3 K_{ti}$,

здесь с = К - число сателлитов.

Для сателлита

$N_{HE_g} = \frac{N_{HE_a}}{u_{ag}\, c}$.

Двухстороннее приложение нагрузки в колесе g при расчете на контактную выносливость не учитывается, так как работают разные стороны зуба. При расчете на изгиб двухстороннее приложение нагрузки учитывается коэффициентом,

$Ya = 1 - \Upsilon_a \frac{min\left(\frac{T_F T'_F}{Y_N Y'_N}\right)}{max\left(\frac{T_F T'_F}{Y_N Y'_N}\right)}$, при $T'_F < 0{,}6 T_F$ можно принимать

$$Ya = 1$$

Здесь - T'_F и Y'_N исходная расчетная нагрузка и коэффициент долговечности при расчете противоположной стороны зуба.

$\Upsilon_a = 0{,}35$ -нормализованных и улучшенных сталей

$\Upsilon_a = 0{,}25$ - для закаленных сталей

$\Upsilon_a = 0{,}1$ - для азотированных сталей.

Коэффициент полезного действия планетарных передач

Так же как и для любой передачи

$\eta = \frac{P_{полезное}}{P_{затраченное}} = \frac{P_з - P_{потерь}}{P_з} = 1 - \frac{P_п}{P_з}$.

В планетарной передаче мощность теряется на трение в зацеплении зубьев, в подшипниках, на разбрызгивание и перемешивание масла, вентиляционные потери. Современные конструкции делают так, что последние потери малы по сравнению с потерями в зацеплении.

Таким образом $\left(\eta_{\text{зац}}\right)_{ah}^{b} = 1 - \frac{P_{тр}}{P_a}$ для случая, когда ведущим является солнечное колесо, а коронное неподвижно .

$P_a = \mathrm{T}_a \cdot w_a = \mathrm{T}_a \frac{\pi n_a}{30}$- мощность на колесе a.

Движение колеса a можно разложить на два: переносное – совместно с водилом h и относительное – относительно водила h.

Мощность переносного движения $(\mathrm{P}_a)_h = \mathrm{T}_a \cdot \mathrm{n}_h \cdot \pi/30$ передаются без потерь ($\varphi_з > 0$). Мощность относительного движения $P_a^h = T_a \frac{n_a - n_h}{30} \pi$

- передается с потерями ($\varphi_з > 0$).

В зависимости от значения и направления n_a и n_h, P_a^h может быть больше или меньше P_a, поэтому потери в планетарной передаче могут быть больше или меньше, чем в простой.

$P_{\text{тр}} = P_a^h \cdot \varphi_з^h$,

$$\varphi_з^h = 1 - \eta_з^h$$

$\varphi_з^h -$ коэффициент потерь в зацеплении при относительном движении, равный потерям в простой передаче или планетарной при остановленном водиле.

($\varphi_з = 2{,}3f\left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2}\right)$; $\varphi_з^h \approx 0{,}010 \ldots 0{,}020$.

$$\frac{P_{\text{тр}}}{P_a} = \frac{|n_a - n_h|}{n_a} \cdot \varphi_з^h = \left|1 - \frac{n_h}{n_a}\right| \varphi_з^h = \left|1 - \frac{1}{u_{ah}^b}\right| \varphi_з^h \ .$$

$$(\eta_з)_{ah}^{b} = 1 - \left|\frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b}\right| \cdot \varphi_з^h \ .$$

В том случае, когда ведущим звеном является водило, то

$(\eta_з)_{ah}^{в} = \frac{P_a}{P_a + P_a} = \frac{1}{1 + \frac{P_{\text{тр}}}{P_a}} = \frac{1}{1 + \left|1 - u_{hd}^{в}\right|} \cdot \varphi_з^h$.

Таким образом получаются выражения для КПД для других случаев:

$(\eta_з)^a_{bh} = 1 - \left|\frac{u^a_{bh}-1}{u^a_{bh}}\right| \cdot \varphi^h_3$ -

передачи от колеса b к водилу h при неподвижном колесе a;

$(\eta_з)^a_{hв} = \frac{1}{1+\left|1-u^a_{bh}\right|\varphi^h_3}$ - передача от водила h к колесу *в*.

Следует помнить, что в передачах с внешним зацеплением n_a и n_h имеют одинаковые знаки (n_a - n_h < n_a) , потери их меньше чем в передачах с внутренним зацеплением, у которых n_a и n_h имеют разные знаки.

[n_a – (- n_h) > n_a] .

Рассмотрим метод исследования кинематики планетарных механизмов, использующий общие зависимости угловых скоростей звеньев, двигающихся параллельно неподвижной плоскости.

Если известны угловые скорости трехзвенного механизма w_a, w_b, w_c, то их отношения запишутся

$\frac{w_c-w_b}{w_a-w_b} = u^b_{ca}$; $\frac{w_c-w_a}{w_b-w_a} = u^a_{cb}$.**

Сложив эти равенства, получим

$u^b_{ca} + u^a_{cb} = 1$ или $u^b_{ca} = 1 - u^a_{cb}$*

Зависимость * показывает, что для определения передаточного числа при любом заданном расположении индексов в левой части, необходимо в главной части поменять местами верхний и второй нижний индексы.

Из соотношений ** легко найти частоту вращения любого звена по известным угловым скоростям двух других звеньев и относительным передаточным отношениям например:

$w_c = u^b_{ca} \cdot w_a + u^a_{cb} \cdot w_b$.

Поэтому для плоских планетарных передач справедливы равенства

$w_b = u^h_{ba} \cdot w_a + u^a_{bh} \cdot w_h$ - коронное,

$w_a = u^h_{ab} \cdot w_b + u^b_{ah} \cdot w_h$ - солнечное,

$w_h = u^b_{ha} \cdot w_a + u^a_{hb} \cdot w_b$ - водило.

Справка

По Кудрявцеву В.Н. – «КП по ДМ», Л: Машиностроение, 1984 г., стр. 103:

Планетарным зубчатым называется механизм, содержащий зубчатые колеса, именуемые сателитами, оси которых подвижны.

Планетарный механизм, в котором два основных звена связаны с ведущим и ведомым валами, а третье не вращается (соединено с корпусом), называется планетарной передачей. Если все три основных звена соединены с валами, из которых один ведущий и два ведомых или два ведущих и один ведомый, то передачу называют дифференциалом.

Артоболевский: ТММ

Дифференциальный механизм, у которого ведущие звенья связаны дополнительной зубчатой передачей называются замкнутым дифференциальным механизмом. Замыкание производится так, чтобы:

1 – два колеса с неподвижными осями связываются дополнительной передачей;

2 – или одно из указанных колес через посредство дополнительных колес связываются с водилом Н.

М.К. Кристи, … Новые механизмы трансмиссий. М: Машиностроение 1967 г.

К многопоточным относятся такие передачи, в которых энергия от одного или нескольких источников передается одному или нескольким потребителям по нескольким кинематически связанным между собой ветвям

Тема 11 КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Конические зубчатые колеса применяются в передачах, оси которых расположены под углом. В большинстве случаев этот угол равен 90^0, хотя возможна передача движения под углом от10^0 до 170^0, рис.2.30.
Применяются конические колеса с прямыми (а), косыми (в), круговыми (с и d) зубьями, рис. 2.31.
Прямозубые конические передачи рекомендуют применять до 2…3 м/с, а с круговыми зубьями до 12 м/с.
Основные геометрические параметры конического зубчатого колеса представлены на рис. 2.32.
Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. При нарезании конических колес требуются специальные станки и специальный инструмент.
По опытным данным нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет лишь около 85% цилиндрической.
Основные исходные положения для расчета на прочность зубьев конических зубчатых колес аналогичны как и для зубьев цилиндрических зубчатых колес. Площади поперечных сечений зубьев конического зубчатого колеса и размер удельной нагрузки q на зуб пропорциональны расстояниям от вершины начального конуса, и поэтому расчет на прочность зубьев конических зубчатых колес можно производить по любому поперечному сечению. Принято расчет

зубьев конических зубчатых колес производить по среднему сечению, расположенному посередине длины зубьев.

При расчете на контактную выносливость конические колеса заменяют цилиндрическими, начальный (делительный) диаметр и модуль которых равны начальному диаметру и модулю в среднем сечении зуба конических колес. В этом случае приведенный радиус кривизны

$$\rho_r = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 + \rho_1} = \frac{\frac{dm_1}{2cos\delta_1} sin\alpha_t \cdot \frac{dm_2}{2cos\delta_2} \cdot sin\alpha_t}{\frac{dm_2}{2cos\delta_2} sin\alpha_t \cdot \frac{dm_1}{2cos\delta_1} \cdot sin\alpha_t} = \frac{d_{m1} \cdot d_{m2} \cdot sin\alpha_t}{2(d_{m2} \cdot cos\delta_1 + d_{m1} \cdot sin\delta_2} = =$$

$\frac{d_{m2} \cdot sin\alpha_t}{2(u \cdot cos\delta_1 + cos\delta_2)}$, но так как $cos\delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1+tg^2\delta_1}} = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{1}{u^2}}} = \frac{u}{\sqrt{1+u^2}}$; $cos\delta_2 =$

$\frac{1}{\sqrt{1+tg^2\delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1+u^2}}$; $\rho_r = \frac{d_{m1} \cdot u \cdot sin\alpha_t}{2(u\frac{1}{\sqrt{1+u^2}} + \frac{1}{\sqrt{1+u^2}})} = \frac{d_{m1} \cdot u \cdot sin\alpha_t \sqrt{1+u^2}}{2(1+u^2)} =$

$= \frac{d_{m1} \cdot u \cdot sin\alpha_t}{2\sqrt{1+u^2}}$; tg $\alpha_t = tg\alpha / cos\beta_n$.

Удельная нагрузка в среднем сечении

$q_m = \frac{q_{max} + q_{min}}{2} = \frac{F_t}{b_w \cdot cos_{\alpha_t}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$.

Сравнивая формулы для ρ_r и q_mс аналогичными формулами для цилиндрической передачи прямозубой можно отметить, что различаются

только q_r $\left(\frac{u+1}{\sqrt{u^2+1}} \begin{matrix} - \text{ там} \\ - \text{здесь} \end{matrix}\right)$.

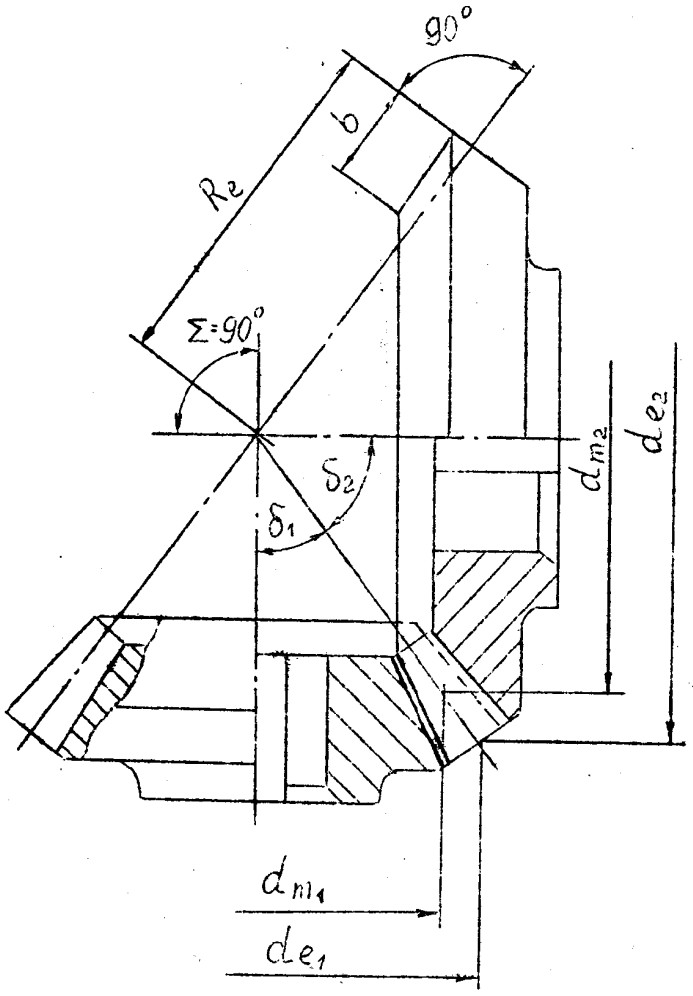


Рисунок 2.30 Схема конической зубчатой передачи

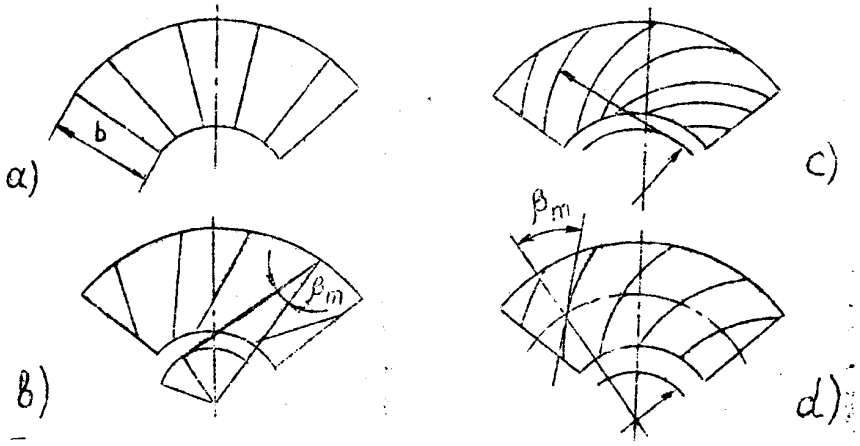


Рисунок 2.31 Конические колеса с различной формой зуба

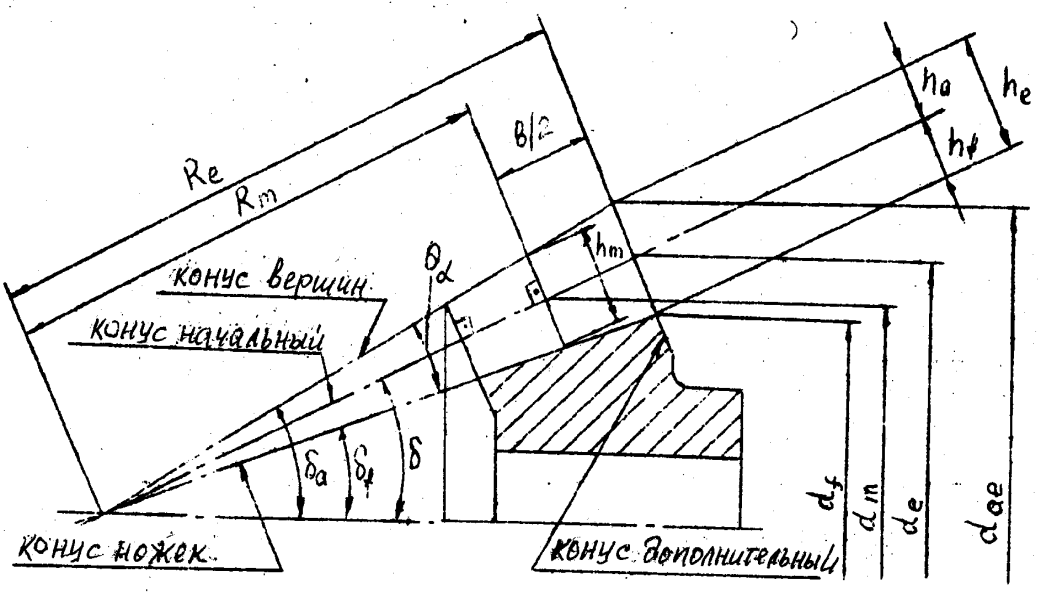


Рисунок 2.32 Основные геометрические парамет. конического зубчатого колеса

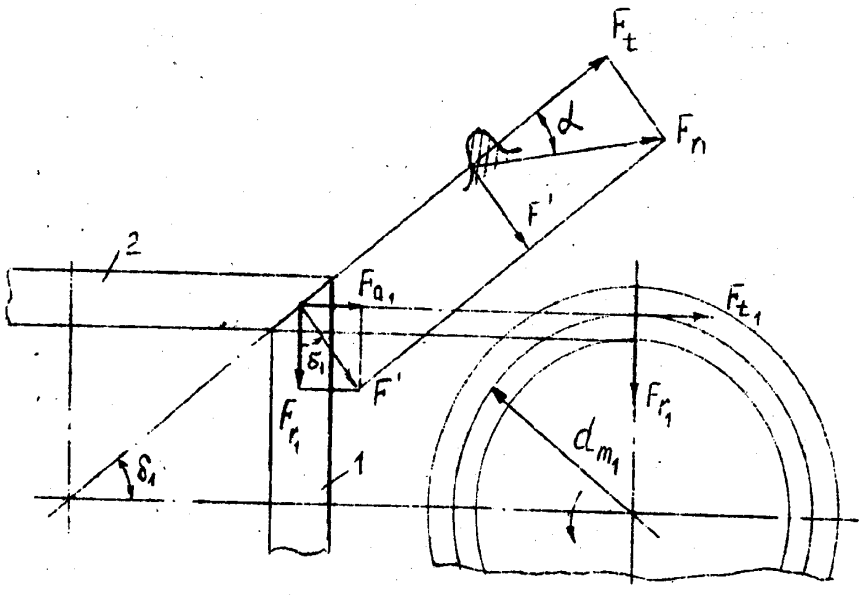


Рисунок 2.33 Схема сил в конической передаче

Это обстоятельство позволяет записать расчетные формулы на контактную прочность прямых зубьев конических зубчатых колес в следующем виде

$$\sigma_{\text{H}} = Z_{\text{H}} Z_{M} \cdot \sqrt{\frac{w_{\text{Ht}}\sqrt{u^2+1}}{0{,}85 d_{m_1} .u}} \leq [\sigma_{\text{H}}]$$

и для передач с непрямыми зубьями

$\sigma_{\text{H}} = Z_{\text{H}} Z_M Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{w_{\text{H}t}\sqrt{u^2+1}}{0{,}85 d_{m_1} .u}} \leq [\sigma_{\text{H}}]$

где $Z_{\text{H}} = \sqrt{\frac{2cos\beta_n}{sin2d_t}}$,

где β_n- угол наклона зуба в середине ширины зубчатого венца ,

β_n= 29…40^0, рекомендуют =35^0.

$Z_{\text{M}} = \sqrt{\frac{E_r}{\pi(1-\mu^2)}}$,

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}}$.

$K_\varepsilon = 0{,}95$ -коэффициент среднего изменения суммарной длины контактных линий.

$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right)\right] cos\beta_n$-коэффициент торцового перекрытия.

Учитывая, что, удельная расчетная окружная сила

$w_{\text{H}t} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{\text{H}} = \frac{F_t}{\Psi_{bd} d_{m_1}} \cdot K_{\text{H}} = \frac{2T_1}{\Psi_{bd} d_{m_1}^2} \cdot K_{\text{H}\alpha} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{H}v}$, из формул для σ_{H}можно получить

$d_{m_1} = K\alpha \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{\text{H}\beta}\sqrt{u^2+1}}{0{,}85\psi_{bd} u[\sigma_{\text{H}}]^2}}$,

где $K_{\text{d}} = \sqrt[3]{(Z_{\text{H}} Z_M Z_\varepsilon)^2 2 K_{\text{H}\alpha} K_{\text{H}v} 10^3}$; $\left(\frac{\text{H}}{\text{мм}^2}\right)^{\frac{1}{3}}$

$K\alpha = 770$- для прямых зубьев.

$K_{\text{d}} = 675$-для непрямых зубьев.

T_1 -крутящий момент на шестерне, в Нм .

$K_{\text{H}\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерное распределения нагрузки вдоль линии контакта.

$K_{\text{H}\beta} = K^0_{\text{H}\beta}$ - для прямых зубьев ($K^0_{\text{H}\beta}$-для цилиндрических передач)

$K_{\text{H}\beta} = \sqrt{K^0_{\text{H}\beta}}$-для непрямых зубьев.

$\psi_{\text{bd}} = \frac{b_w}{d_{m_1}}$-коэффициент ширины колеса, $\psi_{bd} = 0{,}3 \ldots 0{,}6$.

ψ_{bd} −можно определить по формуле

$\psi_{bd} = \frac{u \cdot K_{be}}{cos\delta_1 (2 - K_{be})}$;

$K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = 0{,}2 \ldots 0{,}3.$

справка

$\psi_{\text{bd}} = \frac{b_w}{d_{m_1}}$; $K_{bd} = \frac{b_w}{R_e}$; но $R_e = R_m + 0{,}5 b_w$; $d_{m_1} = 2R_m \cdot sin\delta_1$;

$\psi_{bd} = \frac{K_{be} \cdot R_e}{2(R_e - 0{,}5 K_{be} R_e) sin\delta_1} = \frac{K_{be} \cdot R_e}{R_e(2 - K_{be}) sin\delta_1} = \frac{K_{be} \cdot R_e}{R_e(2 - K_{be}) tg\delta_1 cos\delta_1} = \frac{K_{be} \cdot u}{(2 - K_{be}) cos\delta_1}$.

Далее проектный расчет ведут в следующей последовательности

2. Определяют ширину зубчатого венца

$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{m_1}$, при этом $b_{w_1} = b_{w_2}$.

3. Определяют внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e_1} = d_{m_1} + b_w \cdot sin\delta_1 .$$

4. Определяют внешнее конусное расстояние

$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot sin\delta_1}$, одновременно проверяют условие, чтобы

$$K_{be} = \frac{b_w}{R_e} \leq 0{,}3 .$$

5. Определяют внешний окружной модуль и число зубьев колес

для колес с прямыми зубьями $m_e \geq \frac{b_w}{10}$;

для колес с непрямыми зубьями $m_{te} \geq \frac{b_w}{10}$.

Для прямых зубьев m_e рекомендуется брать из ГОСТ для цилиндрических передач.

Определяют число зубьев

$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e}$-прямые зубья,

$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}}$-кривые зубья.

Полученные значения округляют до целого числа

Необходимо напомнить, что $Z_1 \geq Z_{min} cos\delta_1 cos^3\beta_n$, где

$Z_{min} = 17$ - наименьшее число зубьев шестерни цилиндрической передачи из условия неподрезания зубьев.

$$F_1 = F_1 \cdot tg\beta_n ,$$

$$F_2 = F_{n1} \cdot tg\alpha_t = \frac{F_t}{cos_\beta} \cdot tg\alpha +$$

$$\Sigma Y =$$

$$F_2 = F_2 \cdot cos\delta_1 - F_1 \cdot sin\delta_1 = \frac{F_t}{cos_\beta} \cdot tg\alpha + cos\delta_1 - F_t \cdot tg\beta_n \, sin\delta_1 =$$

$$1)\ F_{r1} = \frac{F_t}{cos\beta_n} (tg\alpha_t \, cos\delta_1 - sin\beta_n \, sin\delta_1)$$

$$\Sigma Y =$$

$$F_a = F_2 \cdot sin\delta_1 + F_1 \cdot cos\delta_1 = \frac{F_t}{cos\beta} (tg\alpha_t \, sin\delta_1 + F_t tg\beta_n \, cos\delta_1) =$$

$$2) = \frac{F_t}{cos\beta_n} (tg\alpha_t \, sin\delta_1 + sin\beta_n \, cos\delta_1) .$$

Уточняют значения d_{e1} и R_e, причем

$d_{e1} = Z_1 \cdot m_e$.

Определяют число зубьев колеса

$Z_2 = Z_1 \cdot u \rightarrow$ уточняют

$u = \frac{Z_2}{Z_1}$; $\delta_1 = arctg\frac{1}{u}$; $R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot sin\delta_1}$.

6. Определяют внешний делительный диаметр колеса

$d_{e2} = Z_2 \cdot m_e$

7. Уточняют средний начальный диаметр d_{mi} или средний делительный диаметр d_i

$d_{m1} = d_{e1} - b_w \cdot \sin\delta_1$,

$d_{m2} = d_{e2} - b_w \cdot \sin \delta_2$.
8. Определяют внешние диаметры вершин зубьев шестерни и колеса
$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1$ - прямые зубья,
$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2$ -непрямые зубья.
9. Определяют высоту зуба
$h_e = m_e + 1{,}2m_e = 2{,}2m_e$ (прямозубые конические передачи)
$h_e = h_a + h_f = m_n + 1{,}25m_e = 2{,}25m_e$ (с круговыми зубьями)
10. Определяют усилия, действующие в зацеплении, рис. 2.33.
Для прямозубых колес ($\alpha = 20^0$);
окружная сила на среднем диаметре шестерни
$Ft_1 = \frac{2T_1}{d_{m1}}$;
радиальная сила на шестерне
$F_{r1} = Ft_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$,
осевая сила на шестерне
$F_{a1} = Fr_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$.
При этом
$Ft_1 = -Ft_2$; $Fr_1 = -Fa_2$; $Fa_1 = -Fr_2$.
Для колес с прямыми зубьями:
окружная сила
$Ft_1 = \frac{F_{t1}}{d_{m1}}$;
радиальная сила на шестерне
$Fr_1 = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta_m \sin \delta_1)$* ;
осевая сила на шестерне
$Fa_1 = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta_m \sin \delta_1)$** .
В формулах* и **знак зависит от направления и направления вращения зубьев

T_1	T_1	Направление зубьев	знак	
			F_{r1}, формула*	F_{a1}, формула**
	Направление вращения по часовой стрелке	правое левое	+ -	- +
	Направление вращения против часовой стрелки	правое левое	- +	+ -

11. Определяют окружную скорость
$\vartheta = \frac{w_1 d_{e1}}{2 \cdot 1000}$, м/с и
назначают степень точности изготовления зубчатых колес.
12. Выполняют проверочный расчет на контактную усталость по формуле

$\sigma_{\text{H}} = Z_{\text{H}} \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{\text{H}t}\sqrt{u^2+1}}{0{,}85 d_{m_1} u}} \leq [\sigma_{\text{H}}]$

$w_{\text{H}t} = \frac{2T_1}{\psi_{bd} \cdot d_{m1}^2} \cdot K_{\text{H}\alpha} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{H}v}$,

$Z_{\text{H}} = \frac{1}{cos\alpha_t} \sqrt{\frac{2cos^2\beta_m}{tg\alpha_t}}$; Z_M = 275 (МПа)$^{1/2}$; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\text{К}_\varepsilon \varepsilon_\alpha}}$.

Значения коэффициентов $K_{\text{H}\alpha} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{H}v}$ выбирают по таблицам, определив предварительно скорость

$V_m = \frac{w_1 d_{m_1}}{2 \cdot 1000}$, м/с.

13. Выполняют проверочный расчет на изгибную усталость по тем же формулам, что и для цилиндрической прямозубой передачи, но с учетом снижения нагрузочной способности конической передачи: т.е. для прямых зубьев

$\sigma_{\text{F}} = Y_F \cdot K_{\text{F}\alpha} \cdot K_{\text{F}\beta} \cdot K_{\text{F}v} \frac{F_t}{b_r m_m \, 0{,}85} = Y_F \cdot K_{\text{F}\alpha} \cdot K_{\text{F}\beta} \cdot K_{\text{F}v} \frac{2T_1}{d_{m1} b_w \, m_m 0{,}85} \leq [\sigma_{\text{F}}]$;

для непрямых зубьев

$\sigma_{\text{F}} = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_{\text{F}\alpha} \cdot K_{\text{F}\beta} \cdot K_{\text{F}v} \frac{2T_1}{d_{m1} b_w \, m_{nm} 0{,}85} \leq [\sigma_{\text{F}}]$

этот расчет делается для зубчатого колеса менее прочного.

Коэффициент формы зуба Y_F выбирается по таблицам в зависимости от эквивалентного числа зубьев (Z_{vn}) или биэквивалентного числа зубьев

$Z_v = \frac{Z}{cos\delta}$- для прямых зубьев,

$Z_{vn} = \frac{Z}{cos\delta cos^3\beta_m}$.

Величина расчетных модулей в среднем нормальном сечении зуба m_m и m_{mn} определяются по формулам

$m_m = m_e (1 – 0{,}5 K_{be})$ - прямые зубья,

$m_{mn} = mt_e (1 – 0{,}5 K_{be}) cos\beta_m$- непрямые зубья.

Известно: $d_{m1} = d_{e1} - b_w sin\delta_1 \rightarrow \frac{dm_1}{Z_1} = \frac{de_1}{Z_1} - \frac{b_w \, sin\delta_1}{Z_1}$;

$\rightarrow m_{m1} = m_{e1} - \frac{R_e K_{be}}{Z_1} sin\delta_1 = m_{e1} (1 - 0{,}5 K_{be})$ или: $Z = \frac{dm_1}{m_{m1}} = \frac{de_1}{m_e} \rightarrow m_m =$

$= m_e \frac{dm_1}{m_{e1}} = m_e \frac{R_m}{R_e} = m_e (\frac{R_e - 0{,}5 b_w}{R_e}) = m_e (1 - 0{,}5 K_{be})$.

Коэффициент перекрытия зубьев

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha} ,$$

в среднем можно принять K_ε=0,95 .

$\varepsilon_\alpha = [1{,}88 - 3{,}2 (\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2})] cos\beta_m$.

Коэффициент Y_β наклона зубьев

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

Коэффициент

$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n-5)}{4\varepsilon_\alpha}$,

где: n - степень точности по нормали.
n = 5,6,7,8,9.
Коэффициент K_{Fv} выбирают по тем же таблицам что и K_{Fv} для прямозубых цилиндрических передач, однако при этом понижают точность на одну ступень против фактической.

Тема 12 ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Эти передачи применяются, когда геометрические оси валов перекрещиваются в пространстве (обычно под прямым углом). Возможно и другие углы, отличные от 90^0, однако такие передачи применяются редко.

Движение в червячных передачах преобразуется по принципу винтовой пары, при движении витки червяка скользят по зубьям колеса.

Червячная передача состоит из винта, называемого червяком, и червячного колеса, представляющего собой разновидность косозубого колеса.

Червячные передачи относятся к зубчато-винтовым.

Преимущество червячной передачи по сравнению с винтовой зубчатой в том, что начальный контакт звеньев происходит по линии, а не в точке. В отличие от косозубого колеса обод червячного колеса имеет вогнутую поверхность, способствующую облеганию червяка и соответственно увеличению длины контактной линии. Направление и угол подъема зубьев червячного колеса такие же, как и у витков резьбы червяка.

По форме поверхности, на которой образуется резьба – различают червяки цилиндрические и глобоидные, рис. 2.34.

В зависимости от формы профиля резьбы цилиндрических червяков различают червяки: архимедовы, конволютные, эвольвентные и с вогнутым профилем витков.

Архимедов червяк (ZA) в осевом сечении имеет трапецеидальный профиль резьбы, в торцевом сечении витки резьбы очерчены архимедовой спиралью; их применяют обычно без шлифовки.

Конволютный (ZN1, ZN2) червяк имеет трапециедальный профиль резьбы в нормальном сечении витков.

Эвольвентный червяк (Z1) имеет эвольвентный профиль резьбы в сечении перпендикулярном к оси.

Червяки с вогнутым профилем витков резьбы имеют большую поверхность контакта с зубьями червячных колес.

В передачах с архимедовыми, конволютными и эвольвентными червяками профиль зубьев червячных колес эвольвентный, т.е. в сечении,

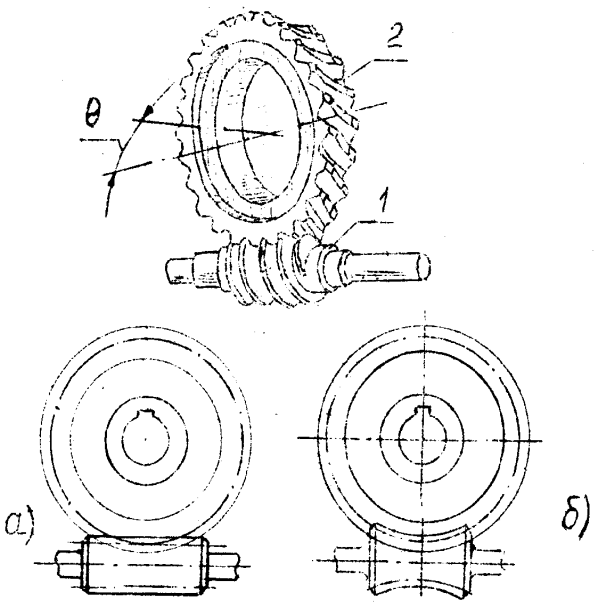


Рисунок 2.34 Червячная передача
а) червяк цилиндрический, б) червяк глобоидный

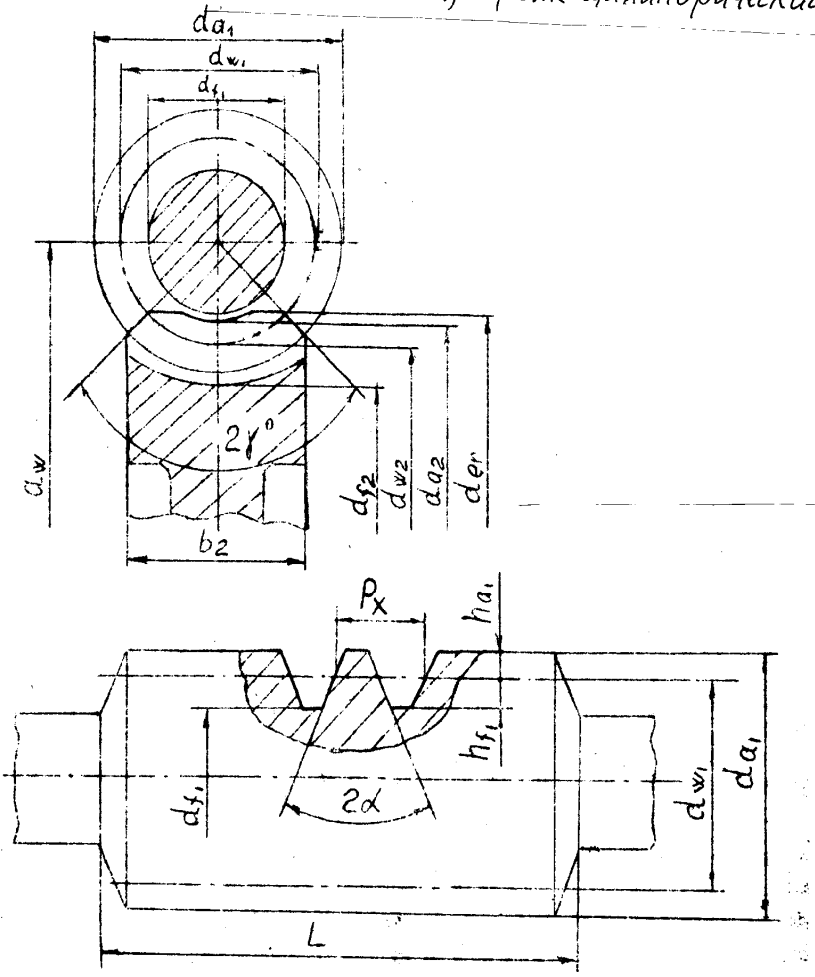


Рисунок 2.35 Геометрические параметры червячной передачи

проходящем через ось червяка и среднюю плоскость колеса зацепления червячной передачи представляет собой эвольвентное зацепление зубчатого колеса с зубчатой рейкой.

В глобоидной передаче по сравнению с червячной цилиндрической число зубьев колеса и витков резьбы червяка находящихся в зацеплении, больше, отсюда несущая способность ее значительно выше (в1,5…4 раза). Однако глобоидные передачи значительно сложнее в изготовлении и монтаже, требуют повышенного охлаждения. Поэтому их применяют редко и притом при тяжелых нагрузках и установившемся режиме работы.

Червячные передачи применяются там, где есть необходимость плавной и бесшумной работы, требуется компактность конструкции и большое передаточное число (u= 8…90, но бывает до 1000 и более).

Червячные передачи имеют следующие недостатки:

1. К.П.Д. значительно меньше по сравнению с зубчатой передачей (0,7…0,92).
2. Большее выделение тепла.
3. Необходимость использования для зубчатого венца колеса антифрикционных материалов.
4. Повышенный износ.

Эти недостатки ограничивают передаваемые мощности (не более 50…60 кВт).

Для увеличения К.П.Д. и несущей способности передачи червяки подвергают закалке, шлифовке и полировке. Число витков червяка выбирается в зависимости от передаточного числа и передаваемой мощности. Однозаходные червяки применяют в передачах с большим передаточным числом и передаваемой мощности до (15 кВт) и когда потери на трение не столь важны. В других случаях применяют 2-х и 4-х заходные червяки, реже 3-х заходные.

В зависимости от положения червяка по отношению к колесу различают: верхнее, нижнее, вертикальное и боковое расположение червяка. Рекомендуют верхнее расположение червяка, если окружная скорость $V_1 > 5$ м/с. Рекомендуют применять циркуляционную систему смазки при скоростях $V_1 >$ 10м/с.

Геометрические параметры и кинематика червячной передачи

Геометрическими и кинематическими параметрами червячной передачи являются следующие параметры, 2.35.

1. Осевой модуль - m в мм.
   $m = \frac{2a_w}{Z_2+q}$- параметр расчетный.
   Модуль стандартизован: 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0.
2. Коэффициент диаметра червяка - q (8; 10; 12,5; 16; 20).
   $q = \frac{d_w}{m}$.
3. Число витков червяка – Z_1 (1; 2; 3; 4).

4. Передаточное число u = $\frac{Z_2}{Z_1}$.
5. Угол профиля – $\alpha = 20°$ предельный угол зацепления.
6. Делительный угол подъема резьбы червяка $\gamma = arctg\frac{Z_1}{q}$
   [tg $\gamma = \frac{P_Z}{\pi d_{w1}} = \frac{\pi m Z_1}{\pi m q} = \frac{Z_1}{q}$] ;

7. Осевой шаг – $p_x = \pi m$.

8. Ход витка $p_z = p_x \cdot Z_1$.
9. Высота головки $h_a = m$.
10. Высота ножки $h_f = 1{,}2 \cdot m$.

11. Начальные диаметры
    Червяка $dw_1 = qm$;
    колеса $dw_2 = Z_2 \cdot m$.
12. Диаметр вершин
    червяка $da_1 = dw_1 + 2m$;
    колеса $da_2 = dw_2 + 2m$.

13. Диаметр впадин
    червяка $df_1 = dw_1 - 2{,}4 \cdot m$;
    колеса $df_2 = dw_2 - 2{,}4 \cdot m$.

14. Наибольший диаметр
    червячного колеса $d_{aM2} \leq da_2 + \frac{6m}{Z_1+2}$.
15. Длина нарезаемой части винта
    если Z_1=1 или 2 , $L \geq (11 + 0{,}06\, Z_2) \cdot m$.
    если Z_1=4, $L \geq (12{,}5 + 0{,}09\, Z_2) \cdot m$.

16. Ширина обода червячного колеса
    Если $Z_1 = 1$ или 2 , $b_2 \leq 0{,}75 da_1$.
    Если $Z_1 = 4$, $b_2 \leq 0{,}67 da_1$.

17. Межосевое расстояние – $a_w = \frac{d_{w_1} + d_{w_2}}{2} = m\frac{q + Z_2}{2}$.

18. Условный угол обхвата, град. $\delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a_1} - 0{,}5m}\right) \approx 50°$.

Допускаемые напряжения

Для зубчатых колес из оловянистых бронз, V_s = 6…25 м/с, допускаемые напряжения при расчете на контактную усталость определяют по формуле

$[\sigma_H] = \sigma_{Ho} \cdot K_{HL}$,

где σ_{Ho}-базовый предел контактной выносливости, определяемый по таблицам в зависимости от марки бронзы: (180…300 МПа);

K_{HL} - коэффициент долговечности.

$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{Ho}}{N_{HE}}} \rightarrow N_{Ho} = 10^7$.

Если $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, $N_{HE} = 60\,C \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T}\right)^4 \cdot t_i \cdot n_i$; $c = 1$.

то $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$ и $K_{HL} = 0{,}67$,

в других случаях $K_{HL} \leq 1{,}15$.

Для зубчатых колес из неоловянистых бронз $[\sigma_H]$выбирается по таблицам в зависимости от марки бронзы и скорости скольжения (100…200 МПа);

Допускаемые напряжения при расчете на изгиб

$[\sigma_F] = \sigma_{Fo}\ K_{FL}$- механизм реверсивный; σ_{Fo} = 100…130 Мпа .

$[\sigma_F] = \sigma_{-1Fo}\ K_{FL}$- механизм нереверсивный; σ_{-1Fo} = 40…100 Мпа .

$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$; $N_{FO} = 10^6$; $N_{FE} = 60c \cdot \Sigma \left(\frac{T_i}{T}\right)^9 n_i t_i$; $c = 1$

Если $N_{FE} \leq 10^5$, то $N_{FE} = 10^5$ циклов.

$N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$ циклов.

Для бронз $0{,}54 \geq K_{FL} \leq 1$

Для чугуна $K_{FL} = 1$.

Расчет зубьев червячного колеса на контактную и изгибную выносливость

Характерной особенностью работы червячных передач является большие скорости скольжения, а также неблагоприятные условия смазки в полюсной зоне, рис. 2.36.

$V_{ck} = \frac{V_1}{cos\gamma} = \frac{w_1 d w_1}{2\ 1000\ cos\gamma}$,

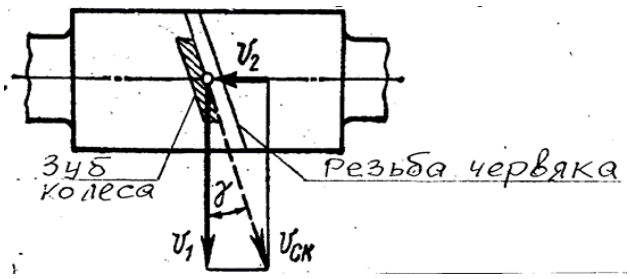


Рисунок 2.36

V_1 – окружная скорость по начальному диаметру червяка

V_2 - окружная скорость по начальному диаметру колеса.

При больших нагрузках в полюсной зоне появляется заедание, приводящее к постепенному разрушению зубьев червячного колеса. Заедание особо опасно для колес, изготовленных из безоловянных бронз и чугуна. Оловянные бронзы более стойки против заедания, но у них низкие сопротивления контактной усталости, поэтому заеданию предшествует усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса. Поскольку интенсивность заедания зависит от контактных напряжений, то расчет на сопротивление контактной усталости для червячных передач является основным. Расчет ведут по зубьям колеса, имеющего меньшую поверхностную и общую прочность, чем витки червяка. Расчет на выносливость зубьев при изгибе выполняют, как проверочный.

Так же как и для зубьев зубчатых колес при расчете исходят из формулы Герца-Беляева для наибольших контактных напряжений.

$$\sigma_{\text{Н}} = \sqrt{q \frac{E_r}{2\pi(1-\gamma^2)} \frac{1}{\rho_{\text{пр}}}} \leq [\sigma_{\text{Н}}] ;$$

$$\sigma_{\text{Н}} = Z_M \sqrt{\frac{q_{\text{Н}}}{(2\rho_{hp})}} \leq [\sigma_{\text{Н}}] \ ;$$

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\nu_1^2)+E_1(1-\nu_2^2)]}} .$$

Для архимедовых червяков радиус кривизны витков резьбы в осевом (расчетном) сечении равен ∞ , а т.к.

$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\infty} + \frac{1}{\rho_2} = 0 + \frac{1}{\rho_2}$, то $\rho_{\text{пр}} = \rho_2$.

Как и в случае для косозубого колеса

$$\rho_2 = \frac{dw_2 \sin\alpha}{2 \cdot \cos\gamma} .$$

По аналогии с косозубой передачей удельная нагрузка для червячных передач

$$q = \frac{F_H K_H}{l_\Sigma} = \frac{Ft_2}{cos\alpha \cdot cos\gamma} \cdot \frac{K_H}{l_\Sigma} = \frac{2T_2}{d_{w2} cos\alpha \cdot cos\gamma} \cdot \frac{K_H}{l_\Sigma} \ ,$$

$l_\Sigma = \frac{dw_1}{2} \cdot 2\delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \zeta \cdot \frac{1}{\cos\gamma}$ - суммарная длина контактной линии.

$\varepsilon_\alpha = 1.8 \ldots 2{,}2$ торцевой коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса.

ζ = 0,75 - коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата 2δ.

Подставив ρ_2 , q , l_Σ в формулу для σ_H, с учетом того, что $\alpha = 20°$

$\cos\gamma \approx 0{,}95$ ($\gamma = 4 \ldots 26° ;\ \cos\gamma = 0{,}99 \ldots 0{,}9$).

$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2} = 1{,}26 \cdot 10^5$, МПа.

($E_1 = 2{,}1 \cdot 10^5$, МПа -для стали;

$E_2 = 0{,}9 \cdot 10^5$, МПа -для бронз, чугуна),

и сделав некоторые преобразования получают

$$\sigma_H = \frac{5400}{Z_2/q} \sqrt{\left(\frac{Z_2/q+1}{a_w}\right)^3 T_2 K_H} \le [\sigma_H] \ .$$

Откуда можно получить формулу для проектировочного расчета

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{5400}{\frac{Z_2}{q}[\sigma_H]}\right)^2 \cdot T_2 \cdot K_H} \text{ , мм}$$

где – T_2 - расчетный момент на колесе, в Нм;

$K_H = K_{H\beta} K_{Hv}$-коэффициент нагрузки, предварительно принимается

$$K_H = 1{,}1 \ldots 1{,}4 \ ;$$

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца колеса;

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta}\right)^3 \cdot \left(1 - \frac{T_{2cp}}{T_2}\right) ;$$

θ - коэффициент деформации червяка, выбирается по таблице в зависимости от Z_1 и q ; $\theta \approx 30 \ldots 425$.

T_{2cp} – средний по времени действия крутящий момент на валу колеса

$\frac{T_{2cp}}{T_2} = x$ -коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки

[при постоянной нагрузке x = 1,

при переменной нагрузке x ≈ 0,6,

при значительных колебаниях x ≈ 0,3] .

Вообще: $\frac{T_{2cp}}{T_2} = \sum \frac{T_{2i}}{T_2} \frac{L_{hi} n_{2i}}{\sum L_{hi} n_{2i}}$если $n_{2i} = const$, то$\frac{T_{2cp}}{T_2} = \sum K_{\text{H}i} K_{ti}$;

$K_{\text{H}i} = \frac{T_{2i}}{T_2}$; $K_{\text{t}i} = \frac{t_i}{t_\Sigma}$.

$K_{\text{H}v}$-коэффициент динамической нагрузки, зависящий от скорости скольжения $V_{ск}$ и принятой степени точности изготовления червячной пары,

$K_{\text{H}v} = 1$ при $V_{ск} \leq 3 м/с$

и при $V_{ск} > 3 м/с$, $K_{\text{H}v} = 1 \ldots 1{,}3$.

Z_2 - число зубьев колеса, определяется в зависимости от передаточного числа передачи (u) и выбранного числа заходов червяка (Z_1). С увеличением Z_1 увеличивается К.П.Д. передачи, но несколько растут ее габариты. Для передач малой мощности и редко работающих передач, когда величина К.П.Д. не имеет значения, число витков выбирают таким, чтобы число зубьев колеса было в пределах $Z_2 = 32…50$, для передач большой мощности (Рэg > 15 кw) длительно работающих передач Z_1 принимают таким чтобы $Z_2 = 50…63$. По выбранному Z_1 определяют число зубьев колеса. Минимальное $Z_2 = 26…28$. $Z_2 = Z_1 \cdot u$, и округляют до ближайшего из ряда 32, 36, 40, 46, 50, 58, 63, 73, 80.

По принятым Z_1 и Z_2уточняют фактическое значение передаточного числа, которое не должно отличаться от номинального более чем на 4 %. Для обеспечения необходимой жесткости червяка рекомендуется принимать значение $q = 0{,}25 \cdot Z_2$ с округлением до ближайшего стандартного значения из ряда: 8; 10; 12,5; 16; 20.

2. Определяют осевой модуль

$m = \frac{2a_w}{Z_2 + q}$, мм и округляют его по ГОСТ.

3. Уточняют межосевое расстояние

$a_w = \frac{m(Z_2+q)}{2}$, мм [если при выбранных m, Z_2 и q межосевое расстояние не соответствует стандартному значению (или передача должна вписаться в заданные размеры) – червячная передача выполняется со смещением].

4. Определяют геометрические параметры по ранее приведенным формулам.

5. Определяют скорость скольжения

$V_{ck} = \frac{V_1}{cos\gamma} = \frac{dw_1 \cdot w_1}{2 \cdot 10^3 \cdot cos\gamma}$, м /с.

6. Определяют К.П.Д. червячной передачи

$\eta = \eta_{з.п} \cdot \eta_{в.п} = \eta_{з.п} \cdot \frac{\tan\gamma}{\tan(\gamma+\rho)}$, где

$\eta_{з.п}$ - К.П.Д., учитывающий потери зацепления в зубчатой передаче, нужно принимать такие же значения как у зубчатых передач (0,96…0,98)

$\eta_{в.п}$ - К.П.Д., учитывающий потери в винтовой паре.

ρ - приведенный угол трения, выбирается по таблицам в зависимости от V_{ck} [$\rho \approx 1{,}02^0 \ldots 5^0$] .

Для предварительных расчетов, когда размеры γ и V_{ck} передачи еще не известны, к.п.д. можно принимать

Z_1	1	2	4
η	0,7…0,75	0,75…0,82	0,87…0,92

Если значение К.П.Д., полученное по формуле (см. п. 6) отличается от предварительно принятого, то следует уточнить момент вращения на червяке $T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta}$.

7. Определяют усилия в зацеплении, рис. 2.37.

$$F_{t_2} = -F_{a_1} = \frac{2T_2}{dw_2} ;$$

$$F_{t_1} = -F_{a_2} = \frac{2T_1}{dw_1} ;$$

$$F_r = F_{t_2} \cdot \tan\alpha .$$

Направление осевых сил зависит от направления вращения и направления витков червяка.

8. Выполняют проверочный расчет по контактным напряжениям

$$\sigma_{\text{H}} = \frac{5400}{Z_2/q}\sqrt{\left(\frac{Z_2/q+1}{a_w}\right)^3 T_2 K_{\text{H}}} \le [\sigma_{\text{H}}] \ .$$

9. Выполняют проверочный расчет по напряжениям изгиба.

По напряжениям изгиба рассчитывают только зубья колеса, т.к. витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса. Такой расчет напряжений изгиба усложняется переменной формой сечения зуба по ширине колеса и тем, что основание зуба расположено не по прямой линии, а по дуге окружности. В приближенных расчетах червячное колесо рассматривается как косозубое, при этом в формулу для косозубого колеса

$$\sigma_{\text{F}} = \frac{Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_F \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\rho} \cdot K_{FV}}{b \cdot m_n} \cdot F_t \ ;$$

вводят поправки и упрощения.

По своей форме зуб червячного колеса прочнее зуба косозубого колеса (примерно на 40 %), это связано с дуговой формой зуба и с тем, что во всех сечениях, кроме среднего, зуб червячного колеса нарезается как бы с положительным смещением. Червячная пара сравнительно хорошо прирабатывается, поэтому

$$K_{F\alpha} = 1;\ Y_\beta = 1;\ Y_\varepsilon \approx \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cdot \xi} = \frac{1}{1{,}9 \cdot 0{,}75} \approx 0{,}7 \ .$$

Тогда

$$\sigma_{F_2} = 0{,}7 \cdot Y_F \frac{F_{t_2} \cdot K_{F\rho} \cdot K_{FV}}{b_2 \cdot m_n} \le [\ \sigma_{F_2}\ ] \ ; \text{ или}$$

$$\sigma_{F_2} = 1{,}5 \cdot Y_{F_2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot \frac{T_2 \cos\gamma}{d_1 d_2 m} \ .$$

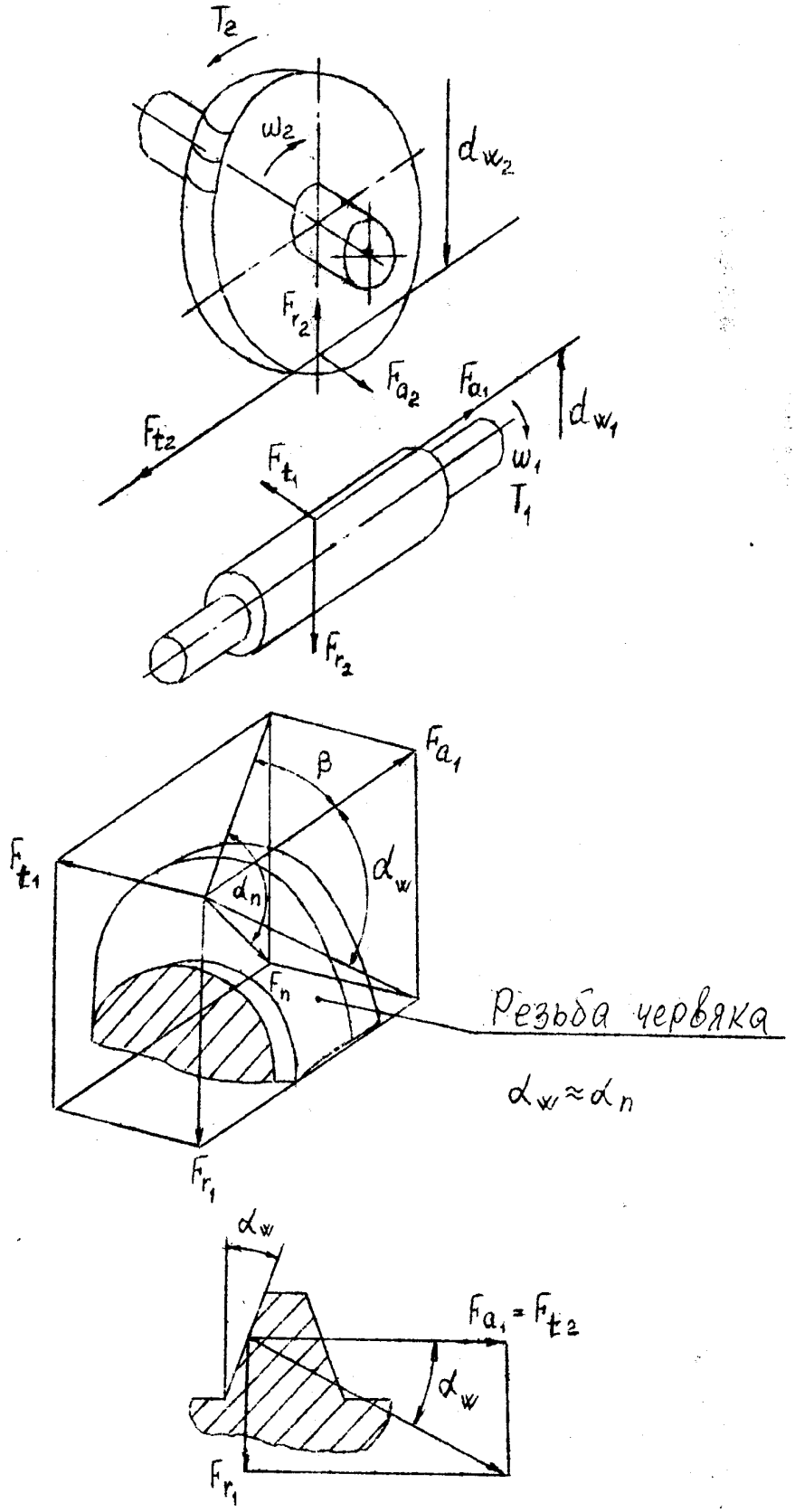


Рисунок 2.37 Силы действующие в червячной передаче

$K_{F\beta} \cdot K_{FV} = K_F = K_H$ - для червячных передач приближенно принимают.

Y_F – выбирается по таблицам в зависимости от эквивалентного числа зубьев (Y_F= 1,76…1,24) .

$Z_V = \frac{Z_2}{cos^3\gamma}$;

$m_n = m \cdot \cos\gamma$ - модуль в нормальном сечении.

Тепловой расчет червячной передачи

Количество теплоты, тепловая мощность, выделяющейся в передаче в секунду

Q = (1 - η) P_1 , $\frac{Дж}{с}$, P_1 – b Вт .

Количество теплоты, отводимой через поверхность охлаждения корпуса редуктора

$Q_1 = K \cdot (t_м - t_b) \cdot A$,

К – коэффициент теплопередачи , $\frac{W}{M^2 \cdot °C}$ (K = 10…17 $\frac{Вт}{M^2 \cdot °C}$) ;

t_M - температура масла, ^{0}C ;

t_b - температура воздуха, ^{0}C

А – площадь поверхности охлаждения, м^2 ($A = A_{св} (1+\varphi)$

φ = 0,3 – учитывает отвод в плиту.

$A_{св}$ - поверхность омыв. маслом + 70 % площади поверхности ребер и бобышек.

$A_{св}$ - не учитывает площадь днища.

Уравнение баланса тепла

$Q = Q_1$; (1 - η) $P_1 = K \cdot (t_m - t_b) \cdot A$, откуда

$t_m = t_b + \frac{(1-\eta)\ P1}{K \cdot A} \leq [t]$,

$[t] = 60 \ldots 70^0$C ,

наибольшая $[t] = 85 \ldots 90^0$C .

Тема 13 ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цепная передача – механизм для передачи энергии между параллельными валами с помощью бесконечной цепи и звездочек.

В зависимости от назначения цепи делятся на приводные (для передачи движения от источника энергии к приемному органу), грузовые – для подъема груза, тяговые – для передачи тягового усилия.

В качестве приводных чаще всего применяются роликовые, втулочные и зубчатые цепи.

Цепные передачи применяются в сельхозмашинах, транспортном и химическом машиностроении, станкостроении, транспортном и химическом машиностроении, станкостроении, подъемно-транспортных устройствах для передачи крутящих моментов между двумя или несколькими параллельными валами.

Преимущества передач.

а) возможность применения для передачи движения на значительные расстояния – до 8 м;

б) меньшие габариты по сравнению с ременными передачами;

в) постоянство среднего передаточного числа из-за отсутствия скольжения;

г) сравнительно высокий КПД (до 0,98);

д) возможность передачи энергии с одной звездочки несколькими ведомыми, с разным направлением вращения;

е) меньшая чем в ременных передачах, нагрузка на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении.

Недостатки передач

1. Неравномерность хода ведомой звездочки, особенно при малых числах зубьев меньшей звездочки и больших шагах.

2. Значительный износ шарниров цепи и зубьев звездочки.

3. Возникновение дополнительных динамических нагрузок.

4. Шум в работе и вибрации, особенно при высоких скоростях и передачах с роликовыми и втулочными цепями.

5. Недостаточная защищенность от попадания пыли и грязи.

6. Плохие условия смазки, и т.д.

7. Необходимость тщательного монтажа с тем, чтобы оси звездочек были параллельны, а средние плоскости зубчатых венцов звездочек совпадали.

Расчет цепных передач, рис. 2.38.

Передаваемая мощность P, угловые скорости ведущей (w_1) и ведомой (w_2) звездочек или другие параметры, по которым можно определить P,w_1,w_2, являются исходными данными для расчета.

Выполняют расчет в следующей последовательности.

1. Определяют передаточное число [u ≤ 6 (10)]

$$u = \frac{w1}{w2}$$

и по таблицам, выбирают число зубьев ведущей звездочки, см. таблицу1.

Таблица 1

Тип цепи	Z_1, если передаточное число u					
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	> 6
Цепь роликовая	35-27	27-25	25-23	23-21	21-17	17-15
Цепь зубчатая	40-35	35-31	31-27	27-23	23-19	19-17

При нечетных числах зубьев и четном числе звеньев цепи изнашивание звездочек и шарниров будет протекать более равномерно.

Определяют число зубьев ведомой звездочки $Z_2 = u \cdot Z_1$, полученное значение Z_2 округляют до целого нечетного значения и уточняют значения $u = \frac{Z_2}{Z_1}$ и частоту вращения $n_2 = \frac{n_1}{u}$.

2. Рассчитывают коэффициент эксплуатации

$К_э = К_д \cdot К_а \cdot К_н \cdot К_{рег} \cdot К_{см} \cdot К_{реж}$

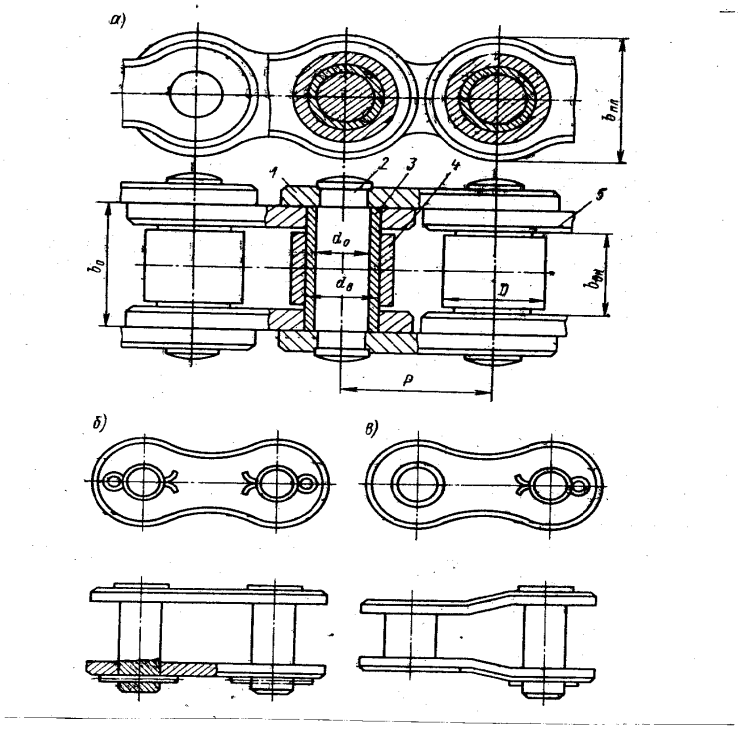


Рисунок 2.38 Роликовая цепь: 1- наружная пластина, 2-ось; 3-втулка; 4-ролик; 5-внутренняя пластина; d_o-диаметр оси; $d_в$-диаметр втулки; D-диаметр ролика; p-шаг цепи

Коэффициент	Условия работы передачи	Значение
K_g	Характер нагрузки Спокойная Переменная или с ударами	 1,0 1,25…1,5
$K_{рег}$	Способ натяжения цепи Перемещением опор Натяжной звездочкой Натяжным роликом	 1,0 1,1 1,25…1,5
K_a	Межосевое расстояние $a < 25$ p $a = (30…50)$ p $a = (60…80)$ p	 1,25 1,00 0,8
$K_н$	Наклон линии центров относительно горизонта $< 70^0$ $> 70^0$	 1,0 1,25
$K_{см}$	Смазка Непрерывное смазывание Капельное смазывание Периодическое смазывание	 0,8 1,0 1,5
$K_{реж}$	Режим работы одна смена две смены три смены	 1,0 1,25 1,5

Если коэффициент $К_э \geq 3$, то изменяют условия эксплуатации цепной передачи.

3. По таблицам определяют значения допускаемого давления $[q_0]$ в МПа

n_1,об/мин не более	Для втулочных и роликовых цепей $[q_0]$, МПа для диапазона шагов Р, в мм			
	12,7…15,87	19,05…25,4	31,75…38,1	44,45…50,8
50	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	25,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
1000	22,0	18,6	16,3	-
1200	20,6	17,2	14,7	-
1600	18,1	14,7	-	-
2000	16,3	-	-	-
2400	14,7	-	-	-
2800	13,4	-	-	-

4. Определяют предварительное значение шага цепи

Шаг роликовой цепи можно определить из условия ограничения среднего давления q в шарнирах цепи

$q = \frac{F_t K_э}{A m_p} \leq [q_0]$,

где $F_t = \frac{P \cdot 10^3}{V}$,

F_t - полезная рабочая сила ;

Р - в кВт [на практике Р от долей кВт до нескольких тысяч Kw. Наиболее распространены передачи с $P \leq 100$ кВт, так как при больших мощностях прогрессивно возрастает стоимость цепной передачи по сравнению с зубчатой],

$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}$, м/с - [*наиболее распространены

$V \leq 15 \frac{м}{с}, n \leq 500 об/мин$, т.е. тихоходные и среднескоростные.

Частота бывает n = 3000 об/мин]

где d_1 - диаметр делительной окружности звездочки ,

$\pi d_1 = Z_1 \cdot P$,

$V = \frac{Z_1 \cdot p \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$, м/с

Тогда $q = \frac{P\ 10^3 60\ 1000\ K_э}{Z_1 p n_1 0{,}28 p^2 m_p} \leq [q_0]$.

Откуда p $\geq 598\sqrt[3]{\frac{PK_э}{Z_1 n_1 m_p [q_0]}}$, мм.

Здесь A = 0,28p^2 – проекция опорной поверхности шарнира роликовой цепи;

m_p – коэффициент рядности цепи, учитывающий распределение нагрузки по рядам цепи.

m_p	1	1,7	2,3	3
m –число рядов цепи	1	2	3	4

В соответствии с нормами выбирают цепи с близким значением расчитанного шага и ведут их расчет.

5. Определяют площадь проекции опорной поверхности шарнира для втулочных и роликовых цепей A = b · d,

где: d - диаметр оси,

b – ширина внутреннего звена.

6. Определяют предварительно величину межосевого расстояния

(a = 30…50 p) .

7. Определяют число звеньев цепи по формуле

$n_{зв} = \frac{2a}{p} + \frac{Z_1+Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a}$.

Для ременной передачи мы получали, что

$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a}$, после деления этого уравнения на величину шага p и получают

$\frac{l}{p} = \frac{2a}{p} + \frac{(Z_1+Z_2)\cdot p}{2\cdot p} + \frac{(Z_2-Z_1)^2 \cdot p^2}{\pi^2 \cdot 4 \cdot a \cdot p}$;

$n_{зв} = \frac{2a}{p} + \frac{Z_1+Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a}$, полученное значение $n_{зв}$ округляют до ближайшего парного числа.

8. Уточняют межосевое расстояние

$a = \frac{p}{4}\left[\left(n_{зв} - \frac{Z_1+Z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(n_{зв} - \frac{Z_1+Z_2}{2\pi}\right)^2 - 8\left(\frac{Z_2-Z_1}{2\pi}\right)^2}\right]$.

9. Определяют окружную передаваемую силу

$F_t = \frac{P \cdot 10^3}{V}$, Н

здесь $V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{Z_1 \cdot p \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$, м/с

10. Рассчитывают цепь на износостойкость шарниров

$q = \frac{F_t \cdot K_э}{B \cdot d \cdot m_p} \leq [q_0]$ - выбранной цепи.

11. Определяют усилия натяжения в ветвях цепи по аналогии с ременной передачей.

Усилие в ведущей ветви

$F_1 = F_t + F_V + F_q$.

Усилие в ведомой ветви

$F_2 = F_V + F_q$

где: F_V - натяжение ветви от центробежной силы .

$F_V = q_ц \cdot V^2$, где $q_ц$ - масса единицы длины цепи по каталогу (кг/м)

F_q – натяжение от провисания цепи

$F_q = q_ц \cdot a \cdot g \cdot K_f$,

K_f - коэффициент провисания, зависящий от положения межосевой линии.

Для рекомендуемых значений f≈(0,01…0,02) a принимают $K_f = 6$ – горизонтальное положение; под углом 40^0 к горизонту $K_f = 3$, при вертикальном положении $K_f = 1$.

12. Определяют коэффициент безопасности

$S = \frac{F_p}{K_g F_t + F_v + F_q} \geq [S]$,

где $-$ F_p разрушающая нагрузка (по каталогу);

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса (7…20).

13. Определяют нагрузку на валы звездочек

$F_в = F_t \cdot K_в$; $K_в = (1{,}05 \ldots 1{,}3) = f$ (характера нагрузки, положения линии центров).

Неравномерность движения цепной передачи

При постоянной угловой скорости приводной звездочки скорость движения цепи не остается постоянной: она периодически изменяется (пульсирует) по определенному кинематическому закону. Длительность периодов неравномерности движения цепей равно времени поворота приводной звездочки на центральный угол, соответствующий одному звену цепи.

Рассмотрим схему набегания цепи на звездочку, рис. 2.39.

Тяговое усилие (окружное усилие) передается зубом 1, находящимся в зацеплении с шарниром 1' цепи. При дальнейшем вращении звездочки зуб 2 входит в зацепление с шарниром 2', зуб 3 – с шарниром 3' и т.д. При постоянной угловой скорости звездочки w постоянна и окружная скорость зуба $V_0 = Rw$ (R – радиус начальной окружности звездочки). Скорость цепи, если считать приближенно ее движение поступательным не только на рабочих участках, но и в месте набегания на звездочку, и не учитывать влияние упругости цепи,

$$V_1 = V_0 \cos\varphi,$$

здесь φ – переменный угол, образованный радиусом 01 и осью $0y$.

Таким образом, скорость цепи ϑ изменяется за период поворота звездочки на центральный угол α, соответствующий одному шагу цепи $P_ц$ (по зацеплению) по закону косинусоиды при применении угла φ от $-\frac{\alpha}{2}$ до $+\frac{\alpha}{2}$.

Ускорение j цепи в этот период изменяется по закону синусоиды

$$j = \frac{d\vartheta}{dt} = -Rw^2 \cdot \sin\varphi.$$

При положении звездочки: в начальный момент зацепления (1), при повороте наполовину центрального угла α (2) и в конце перехода зацепления и начале следующего периода (3) показаны на рис. Скорость и ускорение для этих положений имеют следующие значения

положение 1:

$$\vartheta_1 = Rw\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right); \quad j = Rw^2 \cdot \sin\frac{\alpha}{2} = j_{max},$$

положение 2:

$$\vartheta_1 = Rw = \vartheta_{max}, \qquad j = 0;$$

положение 3:

$$\vartheta_1 = Rw\cos\frac{\alpha}{2}; \; j = -Rw^2 \cdot \sin\frac{\alpha}{2} = -j_{max}.$$

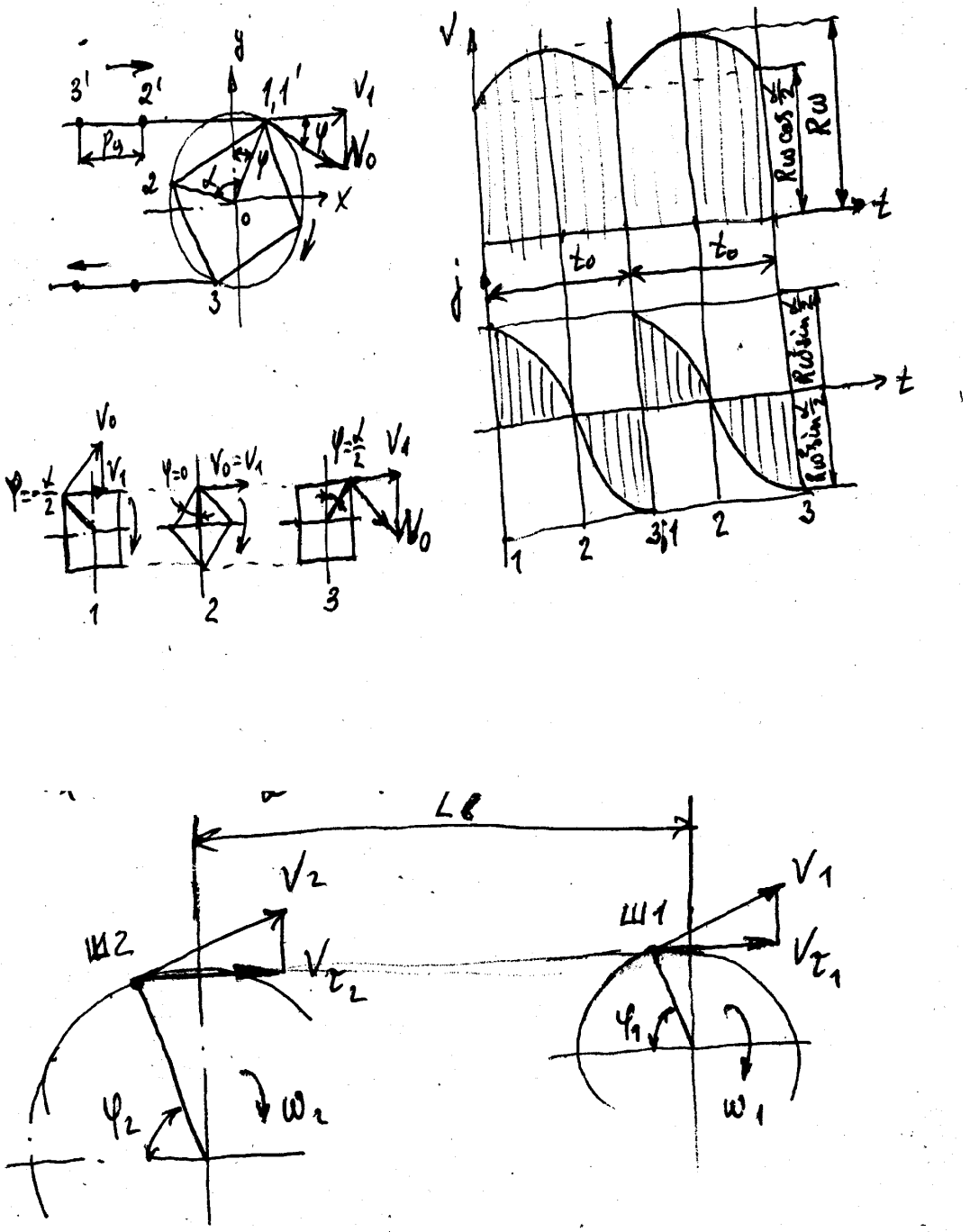


Рисунок 2.39 Расчетная схема набегания цепи на звездочку

Проекции векторов окружных скоростей V_1 и V_2 шарниров $Ш_1$ и $Ш_2$, находящихся в зацеплении со звездочками 1 и 2, на направлении ведущей ветви.

$V_{\tau_1} = V_1 \cdot \sin\varphi_1 = R_1 w_1 \sin\varphi_1$, $V_{\tau_2} = R_2 w_2 \sin\varphi_2$.

Пренебрегая деформациями цепи, можно принять $V_{\tau_1} = V_{\tau_2}$, тогда мгновенное передаточное число

$$u_{мгн} = \frac{R_2 \sin\varphi_2}{R_1 \sin\varphi_1} = \frac{w_1}{w_2} \ .$$

Если длина ведущей ветви $L_в = (K+0,5)P$, где К – целое число, то максимальное и минимальное значения мгновенного передаточного числа имеют место соответственно при $\varphi_2 = 0,5\,\pi$; $\varphi_1 = 0,5\,\pi - \frac{\pi}{Z_1}$ (max) ,

и при $\varphi_2 = 0,5\,\pi - \frac{\pi}{Z_2}$, $\varphi_2 = 0,5\,\pi(min)$.

$u_{\text{мгн}.max} = \frac{R_2}{R_1 \cos(\pi/Z_1)}$, $u_{\text{мгн}.min} = \frac{R_2 \cos(\pi/Z_2)}{R_1}$.

Колебание передаточного числа характеризуется коэффициентом неравномерности

$\varepsilon_u = \frac{u_{\text{мгн}.max} - u_{\text{мгн}.min}}{u} \approx \pi^2(1 + \frac{1}{u^2})/2Z_1^2$, u = $\frac{Z_2}{Z_1}$ – среднее значение передаточного числа.

Если - $L_в/_р$ - целое число, то $u_{\text{мгн}.max}$ и $u_{\text{мгн}.min}$ будут соответственно при

$\varphi_2 = 0,5\pi - \pi/Z_2$, $\varphi_1 = 0,5\pi - \pi/Z_1$

$\varphi_1 = \varphi_2 = 0,5\pi$, - min , тогда

$\varepsilon_u = \pi^2(1 - \frac{1}{u^2})/2Z_1^2$.

В этом случае при $u = 1$ справедливо равенство $u_{\text{мгн.}} = u$.

Раздел 3 ВАЛЫ И ОСИ

Тема 14 КЛАССИФИКАЦИЯ

Деталь, которая несет на себе другие детали вращения машин и которая реализует их геометрическую ось вращения, называется осью или валом.

Вал не только поддерживает детали вращения но передает крутящий момент. При работе вал нагружается крутящим и изгибающим моментами, а также растягивающими и сжимающими силами.

В зависимости от геометрической формы валы бывают прямыми, коленчатыми и гибкими, оси – прямыми.

Прямые валы бывают гладкими, ступенчатыми, фланцевыми, валы – шестерни, рис. 3.1.

По форме поперечного сечения валы и оси бывают сплошными, пустотелыми, шлицевыми, рис. 3.2.

Опорные части осей и валов называются цапфами. Цапфы на концах валов и воспринимающие радиальные нагрузки называются шипами, промежуточные цапфы называются шейками.

Цапфы воспринимающие осевые нагрузки называются пятами, рис. 3.3. Различают шипы цилиндрические, конические, сферические, рис.3.4.

Конструкция валов диктуется конструктивными формами деталей, которые должны перемещаться на валах, расположением опор и конструкцией уплотнения. В большинстве случаев валы редукторов имеют форму балок равного сопротивления, т.е. ступенчатую. Такие валы удобны для монтажа, поскольку выступы используются как упоры для деталей, устанавливаемых на валах и восприятия осевых нагрузок. Не следует забывать, что конструкция вала должна обеспечивать свободное перемещение каждой детали, устанавливаемой на валу, до своего местоположения при монтаже, рис. 3.5.

Прочность является основным критерием работоспособности и расчета валов и осей.

Выносливость является основным критерием для быстровращающихся валов.

Для расчета на выносливость необходимо знать геометрические размеры валов и осей, определяемых расчетом на статическую прочность.

Неподвижные оси рассчитываются только на статическую прочность.

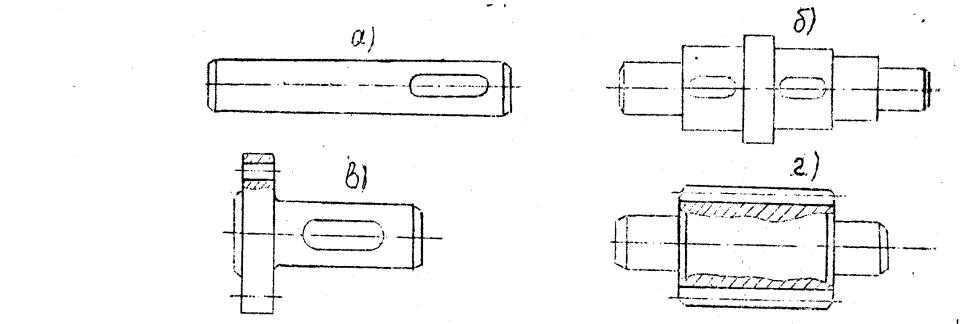


Рисунок 3.1 Типы валов: а) гладкий; б) ступенчатый; в) фланцевый; г) вал-шестерня

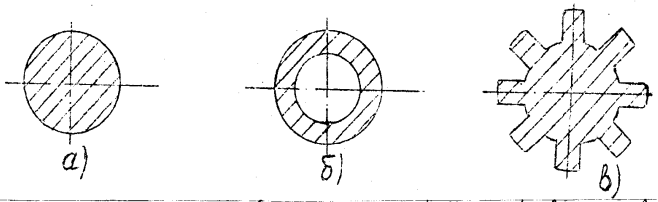


Рисунок 3.2 Формы поперечного сечения вала: а) сплошной; б) полый; в) шлицевой

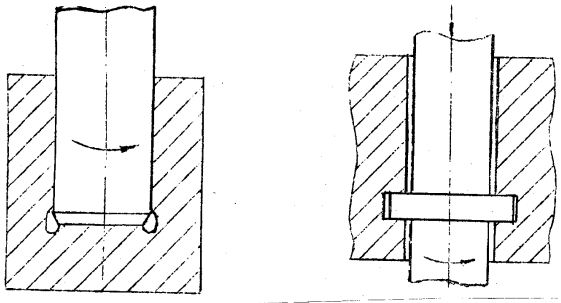


Рисунок 3.3 Типы пят

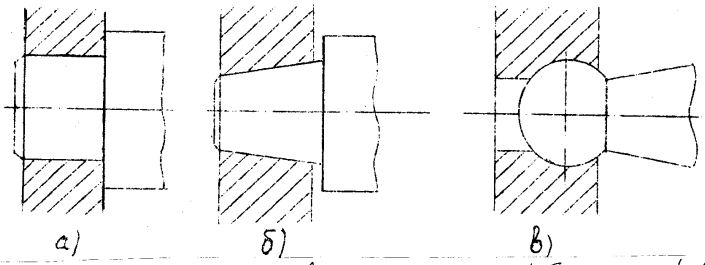


Рисунок 3.4 Типы шипов: а-цилиндрический; б-конический; в-сферический

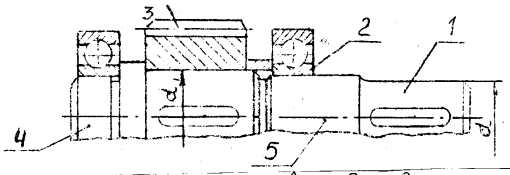


Рисунок 3.5 Вал в сборе: 1-вал; 2-подшипник; 3-шестерня; 4-шип; 5-шейка

Валы и оси ответственных трансмиссий проверяются на жесткость. Валы и оси быстроходных машин могут проверяться на виброустойчивость.

Износостойкость сопряженных поверхностей - также основной критерий работоспособности валов.

Расчет валов и осей

Тема 15 РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНЫХ СХЕМ

Различают проектный (предварительный) расчет, проверочный, расчет на статическую прочность, проверочный расчет на усталость.

Предварительный расчет валов

При этом расчете рассчитывают диаметр вала по известной величине крутящего момента по формуле курса «Сопротивление материалов»

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2[\tau]}},$$

где Т – крутящий момент,

$[\tau]$ - допускаемое напряжение на кручение.

$[\tau] \approx 20 \ldots 25\ МПа$.

После определения диаметра вала проводится его конструирование. Диаметр конца вала редуктора, соединяемого с валом электродвигателя, выбирается по формуле

$d = (0{,}8 \ldots 1{,}2) \cdot d_{дв}$,

где $d_{дв}$ – диаметр выходного конца вала электродвигателя.

Проверочный расчет вала на статическую прочность

Этот расчет ведут по эквивалентному (расчетному) моменту, учитывающему и крутящий и изгибающий моменты, который позволяет определить наиболее нагруженный участок и диаметр вала в опасном сечении.

Расчет выполняют в следующей последовательности:

1) составляют расчетную схему вала, рис 3.6,

при этом вал рассматривают, как балку установленную на шарнирных опорах, устанавливают расстояния между опорами и между нагруженными деталями расположенными на валу, т.е. и силами, действующими на вал;

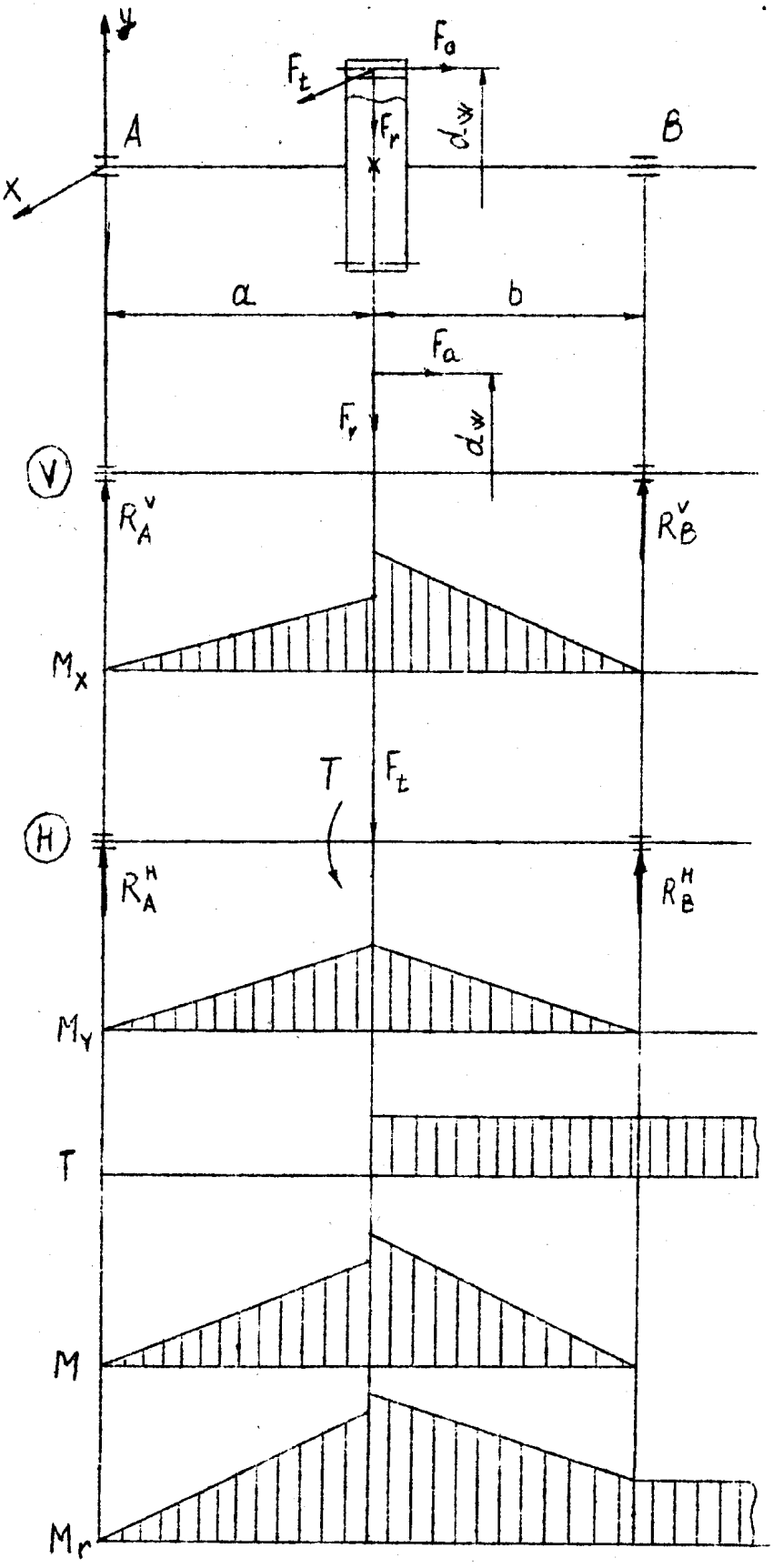


Рисунок 3.6 Расчетная схема вала

2) определяют значения и направления действия сил и моментов, действующих на вал;

3) расскладывают силы изгибающие вал на две взаимно перпендикулярные плоскости, общие для всех сил. Составляют расчетные схемы для каждой плоскости;

4) определяют реакции в опорах и строят эпюры изгибающих моментов для каждой плоскости;

5) строят эпюру результирующих изгибающих моментов, определив их по формуле

$$M = \sqrt{M_x{}^2 + M_y{}^2},$$

где M – результирующий момент;

M_x и M_y – изгибающие моменты для характерных сечений вала, действующие в двух взаимно перпендикулярых плоскостях;

6) строят эпюру крутящих моментов;

7) строят эпюру результирующих (эквивалентных) моментов, определив их по формуле

$$M_p = \sqrt{M^2 + T^2};$$

8) находят опасное сечение, где M_p – максимальный, и рассчитывают диаметр вала для этого сечения

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_P}{0{,}1[\sigma_u]}},$$

где $[\sigma_u]$-допускаемое напряжение при изгибе: для валов и вращающихся осей приближенно принимают $[\sigma_u]$= 70…80 МПa, для не вращающихся осей - $[\sigma_u]_н = 1{,}75\ [\sigma_u]$.

Проверочный расчет на усталость

Этот расчет выполняют когда известна конструкция вала, его размеры, расположение и типы концентраторов напряжений (отверстий,

резьбы, проточек, выступов и др.), моменты, действующие в опасном (ых) сечении (ях). При этом расчете определяют коэффициенты запаса прочности для опасных сечений вала. При этом принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по пульсирующему циклу.

Расчет валов (осей) на выносливость ведут по наибольшей длительно действующей нагрузке. За наибольшую длительно-действующую нагрузку принимают нагрузку повторяемость которой за время работы составляет не менее 10^3 циклов.

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma{}^2 + S_\tau{}^2}} \geq [S] \ ,$$

где S_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

S_τ - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;Место для уравнения.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma D}}{K_{c\sigma}}\sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m} \ ; \ S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau D}}{K_{c\tau}}\tau_a + \Psi_\tau \tau_m}$$

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_\sigma^{\text{п}} - 1\right)\frac{1}{K_y} \ ; \ K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_\tau^{\text{п}} - 1\right)\frac{1}{K_y} \ ,$$

где $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – коэффициенты концентрации напряжений детали;

K_σ, K_τ- эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

ε_σ , ε_τ - масштабные факторы;

$K_\sigma^{\text{п}}$, $K_\tau^{\text{п}}$ - коэффициенты шероховатости;

K_y -коэффициент упрочнения;

σ_a , τ_a -амплитудные напряжения цикла;

σ_m , τ_m -средние напряжения цикла;

Ψ_σ , Ψ_τ -коэффициенты, учитывающие чувствительность металла к ассиметрии цикла;

$K_{c\sigma}$, $K_{c\tau}$ - коэффициенты, учитывающие число циклов нагружений.

$$\sigma_a = 0{,}5\,(1 - R_\sigma)\frac{M}{W}\,, \tau_a = 0{,}5\,(1 - R_\tau)\frac{T}{W_p},$$

$$\sigma_m = 0{,}5\,(1 + R_\sigma)\frac{M}{W}\,, \tau_m = 0{,}5\,(1 + R_\tau)\frac{T}{W_p}\,.$$

Для валов и осей, вращающихся относительно векторов нагрузок, коэффициент ассиметрии цикла изменения нормальных нагружений назначают $R_\sigma =$ - 1, а для не вращающихся относительно векторов нагрузок R_σ = 0. Для нереверсивных передач R_τ = 0; для реверсивных передач R_τ = -1.

При эквивалентном числе циклов изменения напряжений изгиба или кручения больше базового $N_0 = 4 \cdot 10^6$ принимают $K_{c\sigma} = K_{c\tau} = 1$.

Раздел 4 Подшипники

Тема 16 ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подщипники скольжения-это подшипники в которых опорная поверхность оси или вала скользит по рабочей поверхности подшипника.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки различают следующие подшипники скольжения:

радиальные для восприятия радиальных, т.е. перпендикулярных осям и валам, нагрузок;

упорные, или подпятники, для восприятия нагрузок действующих вдоль осевых линий осей и валов;

радиально-упорные для восприятия одновременно радиальных и осевых нагрузок.

Для уменьшения трения в подшипниках между трущимися поверхностями вводят смазку: консистентную или жидкую. В зависимости от толщины масляного слоя подшипник работает в режиме жидкостного, полужидкостного или полусухого трения. При отсутствии смазки имееет место сухое трение.

В зависимости от конструкции они бывают: неразъемные, разъемные, самоустанавливающиеся. Вкладыши подшипников скольжения изготавливают из бронз, чугунов, пластмасс, баббитов, дерева, резины и некоторых других материалов.

Расчет подшипников скольжения работающих в режиме полусухого или полужидкостного трения

1. Радиальные подшипники рассчитывают на среднее удельное давление по формуле

$$q = \frac{F_r}{A} = \frac{F_r}{l \cdot d} \leq [q] \ ,$$

а затем находят произведение давления в подшипнике на окружную скорость скольжения в цапфе

$$q \cdot V = \frac{F_r \cdot \omega}{2l} \leq [q \cdot V] \ ,$$

где q - давление,

F_r - радиальная нагрузка на подшипник,

A - расчетная опорная поверхность,

l - длина подшипника; в большинстве случаев l = (0,5 – 1,3)d,

d - диаметр цапфы;

V - окружная скорость скольжения на рабочей поверхности подшипника;

[q] - допускаемое давление.

Значения [q] и [q·V] приведены в справочной литературе и зависят от материала вкладыша и цапфы, условия работы, точности, смазки и др.
Для редукторов общего назначения [q] = (2 – 6)МПа, и [q·V]=(4 – 8)МПа·м/с.

Тема 17 ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения являются основным видом опор вращающихся (качающихся) деталей (валов, осей и др.)

Обычно подшипник состоит из двух колец, одно из них установлено в корпусе, а другое – на валу (эти кольца образуют дорожки качения) и деталей качения (шарики, ролики) установленные между кольцами. Для предохранения тел качения от соприкосновения между собой их отделяют друг от друга сепаратором, который существенно уменьшает потери на трение. Подшипники качения стандартизованы, их изготавливают в условиях высокоспециализированного массового производства подшипниковые заводы (ГПЗ). Поэтому инженеру крайне редко приходится проектировать подшипники качения. Несравненно чаще требуется подобрать подшипник для узла опоры, спроектировать корпус опоры, обеспечивая технологичность, контроле- и ремонтопригодность узла, а также оценить остаточную долговечность подшипника при модернизации или форсировании режима работы оборудования. Процесс подбора, замены подшипников качения, объем этих работ резко возрастает вследствие увеличивающихся закупок иностранного оборудования. Следует отметить, что в импортном оборудовании установлена весьма разнообразная номенклатура подшипников качения, значительно превышающая по числу типоразмеров номенклатуру отечественного производства. Особенно сложна реконструкция опор, в которых установлены импортные подшипники дюймового измерения, подшипники специального исполнения и встроенные в корпуса, там как при реконструкции всегда требуется дополнительная механическая обработка валов и корпусов.

Вследствие большого разнообразия условий эксплуатации машин и механизмов, существует большое разнообразие, модификаций подшипников качения (около ста тысяч).

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам,

рис. 4.1 и 4.2.

1. По направлению воспринимаемых относительно оси вала сил:

радиальные, воспринимающие преимущественно радиальные нагрузки, действующие перпендикулярно оси вращения подшипника;

радиально-упорные, воспринимающие одновременно действующие радиальные и осевые нагрузки;

упорно-радиальные, воспринимающие осевые нагрузки при одновременном действии незначительной радиальной нагрузки;

упорные, воспринимающие только осевые силы.

2. По форме тел качения – шариковые, роликовые. По форме роликов различают подшипники: с короткими и длинными цилиндрическими роликами; коническими; бочкообразными; игольчатыми; витыми.

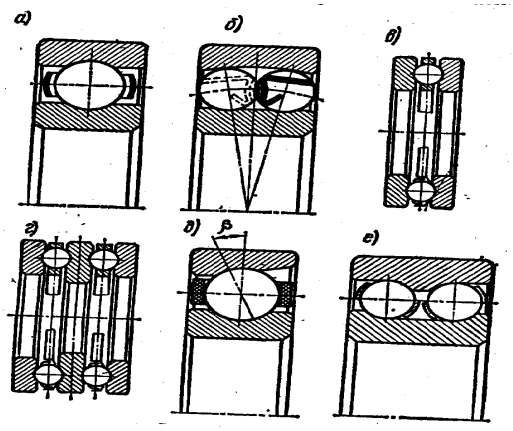


Рисунок 4.1 Подшипники шариковые

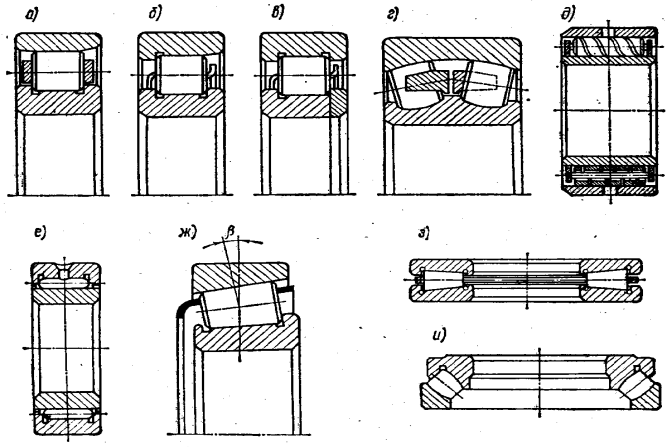


Рисунок 4.2 Подшипники роликовые

3. По способу самоустановки – подразделяют на несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся, допускающие поворот оси внутреннего кольца по отношению к оси наружного кольца.
4. По числу рядов тел качения (расположенных по вершине) – делят на однорядные, двухрядные, четырехрядные и многорядные.
5. По соотношению габаритных размеров (при одном и том же диаметре отверстия) подшипники могут быть различных серий. Отношение наружного диаметра к внутреннему характеризует серию подшипников по диаметру; отношение ширины (высоты) к внутреннему диаметру – серию подшипника по ширине (высоте).

   Эти отношения и соответствующие им наименование серий по диаметру и ширине для подшипников по данным ГПЗ и по системе ISO (международная организация по стандартизации) приведены в справочниках.

Классы точности подшипников качения и методика их назначения

Классы точности подшипников имеют обозначения в порядке повышения точности: 0 (нормального класса); 6 (повышенного); 5 (высокого); 4 (особо высокого); 2 (сверхвысокого).

В общем машиностроении (в том числе редукторостроении) применяют в основном подшипники класса 0 и 6. Подшипники высоких классов точности (5, 4, 2) имеют относительно высокую стоимость (подшипники кл. 2 дороже подшипников кл. 0 в 10 раз).

Точность подшипников определяется (обусловлена) величинами радиального и осевого биения колец, величинами радиальных зазоров и осевой игры.

Класс точности подшипников выбирают путем сопоставления технических требований, предъявляемых к подшипниковому узлу в части допустимых и осевых перемещений вала (корпуса) относительно опоры, с существующими нормами на точность вращения.

При отсутствии особых требований к точности вращения узла в редукторах общего назначения, коробках передач станков и других машинах применяют подшипники нормального класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности применяют для узлов, к которым предъявляют требования высокой точности и плавности вращения (шпиндели металлорежущих станков, точность вращения сказывается на точности и чистоте обрабатываемой поверхности деталей), валы и оси приборов, двигателей и т.д., а также для особо быстроходных валов.

Условные обозначения подшипников качения

1. Полное условное обозначение подшипников качения все фирмы разделяют на основные и дополнительные. Иностранные фирмы присваивают подшипникам качения однотипной номенклатуры различные условные обозначения, что затрудняет подбор отечественных аналогов импортным подшипникам.

(ОУО) Основное условное обозначение характеризует главные параметры и некоторые конструктивные разновидности. Дополнительное условное обозначение (ДУО) характеризует специальные параметры и более конкретно учитывает дифференцированные особенности опор, в которые устанавливаются подшипники качения. Как в ОУО так и в ДУО подшипников качения, изготавливаемых ГПЗ и иностранными фирмами, нет идентичности. У одних фирм действует цифровая система, у других – буквенно-цифровая. Каждая фирма имеет тройную систему записи ОУО, а для ДУО – не имеет.

2. Условное обозначение подшипников качения ГПЗ.

ОУО состоит из семи цифр.

ДУО – буквенно-цифровая и располагается до и после ОУО.

ДУО перед ОУО отделяют дефисом. Оно включает в себя (справа на лево) класс точности подшипника, ряд радиального зазора, момент трения. Максимальное число знаков 5 (пять). ДУО за ОУО записывают слитно с ним. Оно характеризует (слева на право):

- материал колец и сепараторов и их конструктивные особенности;

- специальные требования к температуре отпуска колец;

-серий пластичной смазки, которой заполняют закрытого типа;

-пониженный уровень вибрации и порядок ее величины.

Максимальное число знаков в дополнительном условном обозначении за основным – девять.

3. ОУО наносят механическим клеймением на торцы колец в горячем состоянии, ДУО – электроискровым способом или кислотой в холодном состоянии на торцы колец или на посадочную поверхность наружного кольца. У неразборных подшипников клеймят одно внутреннее кольцо. При монтаже таких подшипников клеймение располагают со стороны удобной для осмотра. У разборных подшипников клеймение наносят на оба кольца.

На сепараторе ставят клеймо, если он не входит в комплект какого-либо из колец. Способ клеймения-любой из перечисленных.

На миниатюрные подшипники качения с d < 10 мм ДУО не наносят. Полное их условное обозначение записывают в сопроводительной и технической документации и на упаковке.

4. В условных обозначениях подшипников первые две цифры справа указывают диаметр отверстия внутреннего колеса подшипника; для подшипников с внутренним диаметром d = 20…495 мм (за исключением магнетных – радиально-упорные шариковые подшипники типа 6000 ($\alpha = 12^0$, $F_a = 0{,}3F_r'$ – неисп. допуст. радиальная нагрузка) у которых наружное и внутреннее кольцо можно монтировать и демонтировать раздельно) номинальный диаметр отверстия определяется умножением этих цифр на 5.

Это правило распространяется на подшипники d < 20 мм. Для них две последние цифры справа соответствуют: 00 - d = 10 мм; 01 - d = 12 мм; 02 - d = 15 мм; 03 - d = 17 мм.

Третья и седьмая цифра справа указывают серию подшипника (кроме малых диаметров, до 9 мм) и характеристику его по ширине (сверхлегкая, особо легкая, легкая, средняя, тяжелая, узкая, нормальная, широкая, особо широкая).

Тип подшипника указывается в условном обозначении четвертой цифрой справа:

Радиальный шариковый однорядный	0
Радиальный шариковый двухрядный сферический	1
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Радиальный роликовый двухрядный сферический	3
Роликовый с длинными цилиндрическими роликами или с иглами	4
Роликовый с витыми роликами	5
Радиально упорный шариковый	6
Роликовый конический	7
Упорный шариковый	8
Упорный роликовый	9

Пятой цифрой справа или двумя цифрами: стоящими на пятом и шестом местах указывают конструктивные особенности подшипника (подшипник с канавкой на наружном кольце, с замкнутыми шайбами, с упорным буртом на наружном кольце и т.п.).

Класс точности подшипника (0, 6, 5, 4, 2) указывается цифрой впереди номера его условного обозначения.

Знаки, представленные правее условного обозначения, характеризуют отличительные признаки подшипников, например: Б-сепаратор из безоловянной бронзы; Е-сепаратор из пластического материала; Ш-специальные требования по шуму; Ю-вес или часть деталей из коррозионной стали.

Примеры:

6-305 – подшипник шариковый радиальный опорный, внутренний диаметр d = 35 мм (05х5); средний серии; класс точности 6.

0-2308 – роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами; внутренний диаметр d = 40 мм (08х5); средней узкой серии, класс точности 0.

6-212 – подшипник шариковый однорядный, внутренний диаметр d = 60 мм; легкой серии; класс точности 6.

Цилиндрические ролики с отношением длины к их диаметру, равным 2 (не более) называют короткими, с большим отношением – длинными. Диаметр игольчатых роликов не превышает 6,5 мм, отношение их длины к диаметру находится в пределах 4…11. Спиральные ролики с цилиндрической поверхностью качения называют витыми. Сферические ролики изготавливают с симметричным и ассиметричным профилем. Конические и длинные цилиндрические ролики для некоторых типов подшипников изготавливают полыми.

Шариковые и роликовые радиальные сферические двухрядные подшипники, а также одинарные и двойные упорные шариковые и роликовые сферические, у которых наружные (свободные) кольца имеют возможность вывертываться относительно внутренних (тугих), называют самоустанавливающимися.

Подшипники, допускающие раздельный монтаж колец при сборке опор, называют разборными; радиально-упорные и упорные шарико-подшипники, у которых зазоры формируют в процессе сборки опор-регулируемыми; подшипники качения, не имеющие в своем составе сепараторов – бессепараторными.

У радиальных и радиально-упорных подшипников кольца, сопрягаемые с валами и осями, называют внутренними, кольца, сопрягаемые с корпусом – наружными. У упорных подшипников кольца, сопрягаемые с валами и осями, называют тугими, кольца, сопрягаемые с корпусом – свободными. Посадочные поверхности внутренних (тугих) и наружных (свободных) колец изготавливают с допусками по ГОСТ 520-89. Внутренний диаметр d_1 свободных колец имеет плюсовой допуск Δd, который у отечественных и зарубежных подшипников различен. У наших подшипников Δd = 0,2…1,0 мм при d_1 = 120…1250 мм, у зарубежных Δd = 1…5 мм, что обеспечивает лучшую циркуляцию смазывающего материала в упорных подшипниках.

Шариковые радиальные однорядные, роликовые и шариковые радиальные сферические двухрядные, кроме радиальных, воспринимают и осевые силы. Постоянную или периодически действующую осевую нагрузку воспринимают трех- и четырехбортовые радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами.

Регулирование зазоров допускается у шариковых радиальных однорядных, роликовых радиальных сферических двухрядных и с короткими цилиндрическими роликами с коническим отверстием.

Подшипники, имеющие внутреннее (тугое), наружное (свободное) кольца, тела качения и сепараторы, называют пошилектными; подшипники без одного или без всех колец - не пошилектными.

Главные и специальные параметры подшипников качения

Подшипники качения имеют три габаритных размера: внутренний и наружный диаметры и ширину (высоту). Их записывают как d x D x B (H). Двойную величину какого-либо из упомянутых размеров записывают через косую черту: в числителе помещают размер посадочного диаметра, ширину (высоту) внутреннего (тугого) кольца: 67512 (60x110/117x30); 530206 (30x62x16/24); 38316 (65/80x140x44).

Радиально-упорным подшипникам свойственен размер монтажной ширины – расстояние от широкого торца внутреннего кольца до противоположного торца наружного кольца. Габаритные размеры большинства подшипников качения иностранных фирм стандартизованы соответственно международным нормам.

Подшипники различных типов и серий обладают различной грузоподъемностью и быстроходностью. Подшипники более тяжелых серий имеют большие габариты (диаметры колес и тел качения), поэтому они менее быстроходны, но обладают более высокой грузоподъемностью.

Для особо высокой частоты вращения и легких нагрузок целесообразно использовать подшипники сверхлегкой и особолегкой серии. Для восприятия повышенных и тяжелых нагрузок при высоких частотах вращения используют

подшипники легкой серии, а при недостаточной их грузоподъемности размещают в одной опоре по два подшипника.

Статическая грузоподъемность (C_0)

Статической грузоподъемностью подшипника называют нагрузку C_0 (радиальную – для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевую – для упорно-радиальных и упорных), которая вызывает общую остаточную деформацию наиболее нагруженного тела качания с дорожкой качения, равную 10^{-4} d_m (d_m – диаметр тела качения).

Динамическая грузоподъемность (C)

Под C для радиальных и радиально-упорных подшипников понимают постоянную радиальную нагрузку (в Н), которую подшипник с неподвижным наружным кольцом может воспринимать в течении номинальной долговечности в 1 млн. оборотов внутреннего кольца до появления первых признаков усталости материала любого кольца или тела качения.

Под C упорных и упорно-радиальных подшипников понимают постоянную центральную осевую нагрузку (в Н), которую подшипник воспринимает в течение номинальной долговечности в 1 млн. оборотов одного из колец.

Значения статической и динамической грузоподъемностей подшипников различных типов и серий приведены в справочниках. Подбор подшипников ведут по эквивалентной динамической нагрузке, под которой для радиальных шариковых и радиально-упорных подшипников понимают постоянную радиальную нагрузку, которая, действуя на подшипник с вращающимся внутренним и неподвижным внешним кольцами, обеспечивает такой же расчетный срок службы, как и при действительных условиях нагружения и вращения.

Расчетный срок службы (долговечность) можно определить по усталостному и абразивному износам, по эластогидродинамической теории смазки.

$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{F_e}\right)^m$ - усталостный износ ,

$L_h = f(f_u)$ - абразивный износ ,

f_u-коэффициент износа, по таблицам в зависимости от типа машины и интервала условий эксплуатации

$L_h = f_{\text{см}} \left(\frac{C}{F_e}\right)^m$-гидродинамической теории смазки

Частота вращения

Частота вращения подшипника – второй фактор, влияющий на расчетную долговечность. Предельной частотой вращения ($n_{пр}$) подшипника считают такую частоту, при превышении которой не обеспечивается расчетная долговечность, $n_{пр}$ является функцией конструкции и габаритных размеров подшипника, зависит также от материала, конструкции и способа центрирования сепаратора, от точности изготовления подшипника, рабочей температуры, системы смазки и охлаждения, величины и характера действия нагрузки, вибраций, качества установки подшипника в опоре, от того, какое кольцо вращается, от положения вала относительно горизонта. Предельная частота вращения, которая дается в каталогах и справочниках, корректируется соответственно конкретным условием эксплуатации и называется тогда ресурсной ($n_{рес}$).

Предельная частота вращения характеризуется скоростным параметром ($d_m \cdot n$) - d_m – диаметр окружности, соединяющей центра тел качения, мм; n – частота вращения кольца подшипника об/мин.

$d_m \cdot n$ – для различных типов подшипников и вида смазывающего материала приведены в таблицах.

Ресурсную частоту вращения определяют по формуле

$n_{рес} = \frac{(d_m \cdot n)}{d_m} \cdot К_1 \cdot К_2 \cdot К_3$;

$К_1$ – коэффициент размера подшипника, учитывающий его абсолютные размеры (график).

$К_2$ – коэффициент серии подшипника по диаметру (таблица).

$К_3$ - коэффициент расчетной долговечности, косвенно учитывающий влияние нагрузки на подшипник (график).

Расчет (выбор) подшипников

Выбор типа подшипника зависит от назначения направления и величины нагрузки, угловой скорости, режима работы, условий монтажа.

При выборе типа подшипника необходимо следовать следующим рекомендациям:

1. Конические роликовые подшипники применяются в опорах нагруженных значительными осевыми нагрузками в сочетании с радиальной нагрузкой. Они хорошо воспринимают ударные и переменные нагрузки. Несущая способность шариковых подшипников меньше чем роликовых конических, но они допускают значительные частоты вращения.
2. На опорах нагруженных только радиальными нагрузками применяют шариковые радиальные или роликовые цилиндрические подшипники, учитывая частоту их вращения и условия работы.
3. Опорные подшипники в сочетании с радиальными применяют, если осевая нагрузка на опору значительно больше радиальной.
4. При проектировании машин и механизмов в первую очередь необходимо ориентироваться на применение жестких, радиальных, однорядных шариковых подшипников, поскольку их цена минимальная, простой монтаж и они могут воспринимать осевую нагрузку в сочетании с радиальной.

Подшипники выбирают по долговечности, представляющей число часов работы в течении которых подшипник работает до появления первых признаков усталостного разрушения материалов колец или тел качения.

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{c}{F_e}\right)^m \text{, час}$$

где n – частота вращения кольца подшипника, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$;

С - динамическая грузоподъемность подшипника, Н (кН);

m - показатель степени, принимаемый равным 3 для шариковых подшипников и равным $\frac{10}{3}$ – для роликовых и игольчатых подшипников.

F_e - эквивалентная (расчетная) нагрузка, Н (кН).

Расчетная нагрузка определяется по формуле

$F_e = (VXF_r + YF_a) \cdot K_\delta \cdot K_T$,

где F_r и F_a- радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипниках;

X и Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, учитывающие их значение;

V - коэффициент вращения, учитывающий, какое кольцо вращается: для внутреннего - V = 1; для наружного V = 1,2;

K_δ- коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник

K_δ =1 – нагрузка спокойная;

K_δ = 1,3…1,8 – нагрузка с умеренными толчками;

K_δ = 2…3 – нагрузка с сильными ударами.

K_T- коэффициент, учитывающий рабочую температуру нагрева подшипника: t ≤ 125°C - $K_T = 1$; $t \leq 250°C$ K_T = 1,05 – 1,4.

Можно рекомендовать следующую последовательность выбора подшипников.

1. Предварительно по каталогам выбирают требуемый подшипник и выписывают значения статической C_o и динамической C грузоподъемности, габаритные размеры подшипника d x D x b (T).
2. Рассчитывают реакции в опорах по расчетной схеме вала.
3. Для радиально-упорных подшипников рассчитывают осевую составляющую радиальной нагрузки (F_r) по формулам
   -для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников

$$S = e' \cdot F_r \ ,$$

- для конических роликоподшипников

$$S = 0{,}83e \cdot F_r \ ,$$

e’ , e - коэффициенты осевого нагружения, зависящие от угла контакта α подшипника.

Для подшипников с углом контакта $\alpha = 12°$

$$\lg e' = \frac{lg\frac{F_r}{C_o} - 1{,}144}{4{,}729} \ .$$

Для подшипников с углом контакта $\alpha = 15°$

$$\lg e' = \frac{lg\frac{F_r}{C_o} - 1{,}766}{7{,}363} \ .$$

Для подшипников с углом контакта α =18°

$$e' = 0{,}57.$$

Для радиально-упорных роликовых подшипников

$$e = 1{,}5 \ \mathrm{tg}\,\alpha \ .$$

4. Рассчитывают осевые нагрузки действующие на подшипники, пользуясь правилом рис. 4.3.

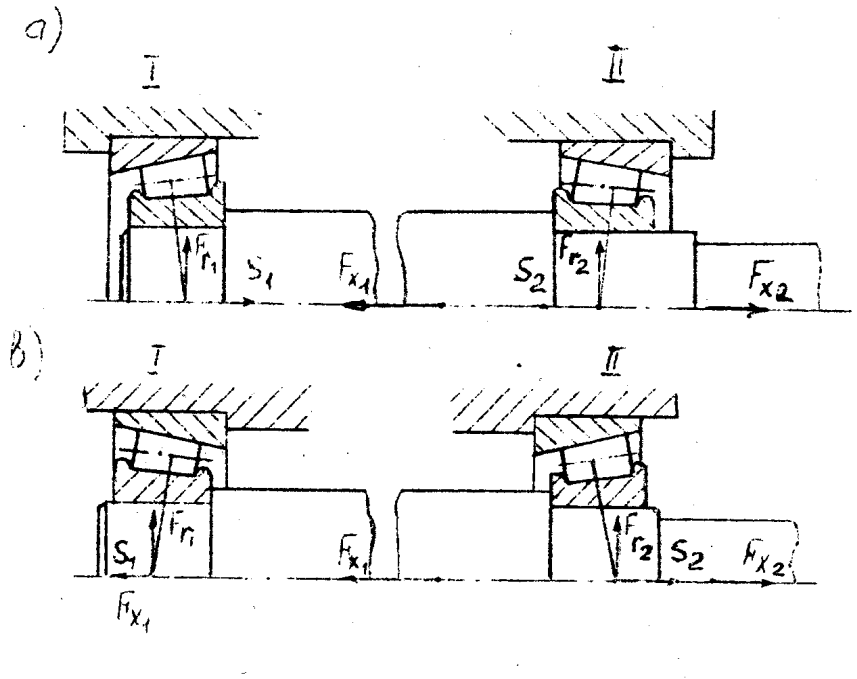


Рисунок 4.3 Определение осевых сил

- если сумма всех сил (внешних и осевых составляющих от радиальных нагрузок действующих на опору больше нуля, то осевая нагрузка на опору равна сумме всех внешних осевых сил и осевой составляющей от радиальной нагрузки парного подшипника;

-если сумма всех сил – меньше нуля, то осевая нагрузка на опору равна осевой составляющей S от радиальной нагрузки.

Со знаком плюс при этом берутся силы, нагружающие подшипник, а со знаком минус

-разрушающие его.

5. для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников рассчитывают отношение $\frac{F_a}{C_o}$ и по таблицам выбирают коэффициент e.

6. Рассчитывают отношение $\frac{F_a}{VF_r}$ и сравнивают его с «e»:

Если $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$, то x = 1; Y = 0;

Если $\frac{F_a}{VF_r} > e$, то x и Y выбирают по таблицам.

7. Рассчитывают F_e и L_h по выше приведенным формулам.
8. Для подшипников, работающих при переменных нагрузках, заданных циклограммой, и оборотах эквивалентная нагрузка рассчитывается по формуле

$$F_e^* = \left(\sum F_{e_i}^b \cdot \frac{L_{hi}}{L_h} \cdot \frac{n_i}{n_m}\right)^{\frac{1}{b}} ,$$

где F_{ei} , n_i , L_{hi} – соответственно нагрузка, частота вращения, время работы (в часах) на i-ом режиме;

n_m -средняя частота вращения подшипника,

$n_m = (L_{h1}n_1 + L_{h2}n_2 + \cdots + L_{hn}\, n_n)\, \frac{1}{L_h}$

b -коэффициент, равный 3 для шариковых подшипников, $\frac{10}{3}$ – для роликовых подшипников.

Подшипники, воспринимающие нагрузку и медленно вращающиеся ($w \leq 0{,}1$ с$^{-1}$), выбираются по статической грузоподъемности C_o.

$$C_{OTP} = f_\delta \cdot F_o \le C_o \ ,$$

где C_{OTP}–требуемая статическая грузоподъемность;

f_δ - коэффициент безопасности:

f_δ= 1,2…2,5 – при высоких требованиях к вращению подшипника;

f_δ= 0,8…1,2 – где нормальных требованиях;

F_o - эквивалентная (расчетная) статическая нагрузка на подшипник.

Для жестких радиальных подшипников и радиально-упорных шариковых и роликовых

$$F_o = \max\left\{\frac{F_{01}=x_o F_r + Y_o F_a}{F_{02}=F_r}\right\} \ ,$$

X_o и Y_o - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, выбираемые по таблицам в зависимости от типа подшипника.

Так: x_o = 0,6; Y_o= 0,5 – для жестких шариковых подшипников;

x_o = 0,5; Y_o= 0,43…0,26 – для радиально-упорных шариковых подшипников;

x_o = 0,5; $Y_o = 0{,}22 \operatorname{ctg} \alpha$ – для конических подшипников.

5. МУФТЫ

Тема 18 . Область применения . Классификация.

Муфтами в технике называют устройства, которые служат для соединения концов валов, стержней, труб, электрических проводов и т. д. Рассмотрим только муфты для соединения валов*

Рисунок 5.1.

(*Подобные муфты используют также в для соединения валов с расположенными на них деталями (зубчатыми

колесами, звездочками и т п.).). Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин компонуют из ряда отдельных частей с входными и выходными валами, которые соединяют с помощью муфт (рис. 5.1). Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт. Так, например, муфты используют для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты); предохранения машины от перегрузки (предохранительные муфты); компенсации вредного влияния несоосности валов (компенсирующие муфты); уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т. д.

В современном машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия и управления, назначению и конструкции. Классификация муфт по этим признакам представлена в виде схемы. В электрических и гидравлических муфтах, указанных на этой схеме, используют принципы сцепления за счет электромагнитных и гидродинамических сил. Эти муфты изучают в специальных курсах. В курсе «Детали машин» изучают только механические муфты.

Широко применяемые муфты стандартизованы. Основной паспортной характеристикой муфты является величина вращающего момента, на передачу которого она рассчитана.

Муфты глухие

Глухие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов (глухое соединение). Они не компенсируют ошибки изготовления и монтажа, требуют точной центровки валов.

Муфта втулочная — простейший представитель глухих муфт.

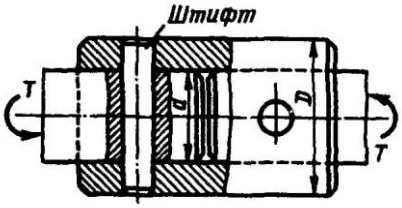


Рисунок 5.2.

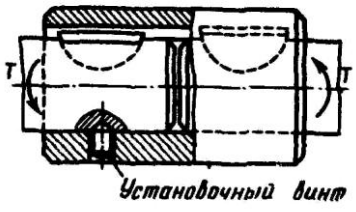


Рисунок 5.3.

Скрепление втулки с валами выполняют с помощью штифтов (рис.5.2), шпонок (рис. 5.3) или зубьев (шлицов). Втулочные муфты применяют в легких машинах при диаметрах валов до 60...70 мм. *Они отличаются простотой конструкции и малыми габаритами.* Применение втулочных муфт в тяжелых машинах затруднено тем, что при монтаже и демонтаже требуется смещать валы

(агрегаты) в осевом направлении. Прочность муфты определяется прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения, а также прочностью втулки.

Муфта фланцевая.

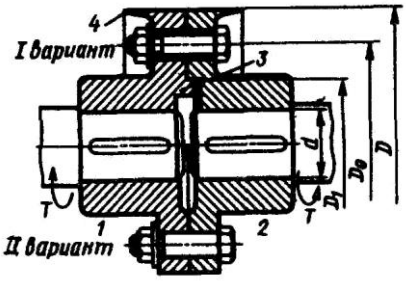


Рисунок 5.4.

На рис. 5.4 сверху и снизу от осевой линии изображены различные варианты конструкции фланцевой муфты; полумуфты *1*, *2* соединяют болтами, поставленными с зазором (I вариант) или без зазора (II вариант). В первом случае крутящий момент передается силами трения, возникающими в стыке полумуфт от затяжки болтов, во втором случае — непосредственно болтами, работающими на срез и смятие. Болты, поставленные без зазора, могут одновременно выполнять функцию центровки валов. При постановке болтов с зазором центровка производится выступом *3,* который воспринимает также все поперечные нагрузки. Центрирующий выступ затрудняет монтаж и демонтаж соединения, так как при этом необходимо осевое смещение валов. В целях соблюдения правил техники безопасности выступающие части болтов закрывают буртиками *4* (I вариант). В тех случаях, когда муфта имеет общее ограждение, буртики не делают (II вариант).

Установка болтов без зазора позволяет получить муфты меньших габаритов и поэтому более распространена.

Фланцевые муфты широко распространены в машиностроении. Их применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более. *Достоинствами таких муфт являются простота конструкции и сравнительно небольшие габариты.*

Муфты компенсирующие жесткие

Виды несоосности валов. Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединения валов.

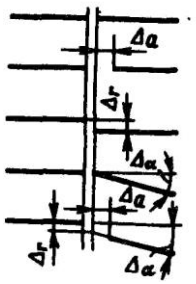


Рисунок 5.5.

Различают три вида отклонений от номинального расположения валов (рис. 5.5): *продольное смещение* Δ_a (может быть вызвано также температурным удлинением валов); *радиальное смещение* Δ_r, *или эксцентриситет; угловое смещение* Δ_α, *или перекос.* На практике чаще всего встречается комбинация указанных отклонений, которую в дальнейшем будем называть общим термином «несоосность валов».

При соединении глухими муфтами несоосные валы в месте установки муфты приводят к одной общей оси путем деформирования валов и опор. Опоры и валы

дополнительно нагружаются. Поэтому при соединении глухими муфтами требуется высокая точность расположения валов. *Для понижения этих требований и уменьшения вредных нагрузок на валы и опоры применяют компенсирующие муфты.* Компенсация вредного влияния несоосности валов достигается: вследствие подвижности практически жестких деталей — *компенсирующие жесткие муфты;* за счет деформации упругих деталей — *упругие муфты.* Так как упругие муфты выполняют еще и другие функции, то их выделяют в особую группу.

Наибольшее распространение в качестве компенсирующих жестких муфт получили кулачково-дисковая и зубчатая*(*Широкое распространение имеют также крестово-шарнирные муфты (шарнир Гука). В отличие от муфт, компенсирующих ошибки монтажа, крестово-шарнирные муфты используют для соединения валов с большой угловой несоосностью (до 35...40°), предусмотренной конструкцией машины. Крестово-шарнирные муфты обладают своеобразной кинематикой, которую изучают в курсе теории механизмов и машин. Методика расчета прочности этих муфт сводится в основном к частным предложениям методик расчета валов, подшипников и кривых брусьев.).

Тема 19. Муфты упругие

Назначение и динамические свойства муфт. Конструкция одной из упругих муфт изображена на рис. 5.6.

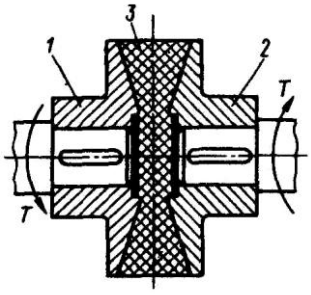


Рисунок 5.6.

Эту конструкцию можно рассматривать как принципиальную схему, общую для всех упругих муфт. Здесь полумуфты *1* и *2* связаны упругим элементом *3* (например, склеены или привулканизированы). Упругая связь полумуфт позволяет: компенсировать несоосность валов; изменить жесткость системы в целях устранения резонансных колебаний при периодически изменяющейся нагрузке; снизить ударные перегрузки.

Одной из основных характеристик упругой муфты является ее жесткость:

$$C_\varphi = dT/d\varphi,$$

где T — крутящий момент, передаваемый муфтой; φ — угол закручивания муфты моментом T. В зависимости от характеристики C_φ (рис. 17.9) различают упругие муфты постоянной *1* и переменной *2* жесткости. Для муфт постоянной жесткости

$$C_\varphi = T/\varphi = \text{const}.$$

Переменной жесткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами, материалы которых (резина, кожа и т. д.) не подчиняются закону Гука, а также муфты с металлическими упругими элементами, условия

деформирования которых задаются конструкцией. От характеристики жесткости упругой муфты в значительной степени зависит способность машины переносить резкие изменения нагрузки (удары) и работать без резонанса колебаний. Например, допустим, что работа в точке *A* муфты с переменной жесткостью (рис. 17.9) соответствует условиям резонанса. При этом будет возрастать амплитуда колебаний и максимальные значения *T* и [фи] дойдут до точки *B.* Но в точке *B* муфта имеет другую жесткость, при которой резонанса нет. Система будет возвращаться к точке А и т. д. Следовательно, при муфте с переменной жесткостью не может быть резонанса в полном смысле этого понятия.

Важным свойством упругой муфты является ее демпфирующая способность, которая характеризуется энергией, необратимо поглощаемой муфтой за один цикл.

Энергия в муфтах расходуется на внутреннее и внешнее трение при деформировании упругих элементов.

Демпфирующая способность упругих муфт способствует снижению динамических нагрузок и затуханию колебаний.

Муфта с резиновой звездочкой (рис. 5.7). Состоит из двух полумуфт с торцовыми выступами и резиновой звездочки, зубья которой расположены между выступами. Зубья звездочки работают на сжатие.

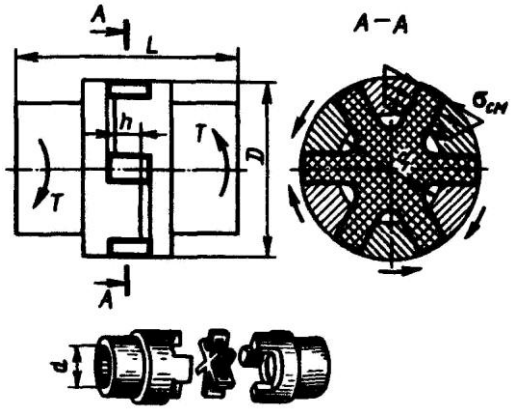


Рисунок 5.7.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП). Благодаря легкости изготовления и замены резиновых элементов эта муфта (рис. 5.8) получила распространение, особенно в приводах от электродвигателей с малыми и средними крутящими моментами. Муфты нормализованы для диаметров валов до 150 мм и соответственно крутящих моментов до 15000 Н м.

Упругими элементами здесь служат гофрированные резиновые втулки (I вариант) или кольца трапецеидального сечения (II вариант). Из-за сравнительно небольшой толщины втулок муфты обладают малой податливостью и применяются в основном для компенсации несоосности валов в небольших пределах ($\Delta_a \approx 1...5$ мм; $\Delta_r \approx 0{,}3...0{,}6$ мм; Δ_a до 1°)

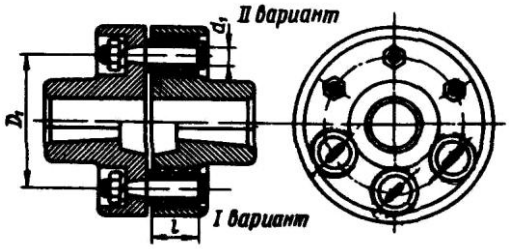
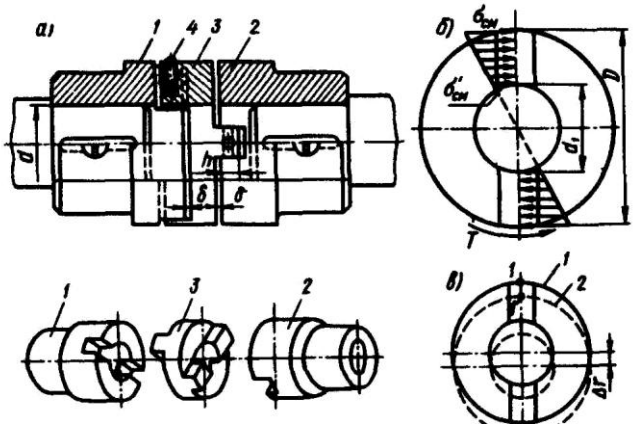


Рисунок 5.8.

Тема 20.Муфта кулачковая



Кулачково-дисковая муфта (рис. 5.9) состоит из двух полумуфт *1, 2* и промежуточного диска *3.* На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному диаметрально расположенному пазу.

На обоих торцах диска выполнено по одному выступу, которые расположены по взаимно перпендикулярным диаметрам. У собранной муфты выступы диска располагаются в пазах полумуфт. Таким образом диск соединяет полумуфты.

Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать эксцентриситет и перекос валов. При этом выступы скользят в пазах, а центр диска описывает окружность радиусом, равным эксцентриситету Δ_r. Зазоры δ между диском и полумуфтами позволяют компенсировать также и продольные смещения валов. Вследствие того что перекос валов вызывает неблагоприятное распределение давления в пазах, кулачково-дисковую муфту рекомендуют применять в основном для компенсации эксцентриситета: Δ_r до $0{,}04d$; Δ_α до $0°30'$.

Скольжение выступов в пазах сопровождается их износом. Интенсивность износа возрастает с увеличением несоосности и частоты вращения. Для уменьшения износа поверхности трения муфты периодически смазывают (отверстие *4* на рис. 17.6, *а)* и не допускают на них больших напряжений смятия. Последнее является основным условием расчета всех жестких муфт со скользящими деталями.

(**На практике применяют посадки, гарантирующие небольшой зазор, а поэтому действительные напряжения у муфт с неприработавшимися деталями несколько выше расчетных. Приработка деталей снижает максимальные напряжения и приближает их к расчетным.)

Применение компенсирующих муфт значительно уменьшает, но не устраняет полностью вредных нагрузок на валы и опоры, связанные с несоосностью.

Муфта зубчатая

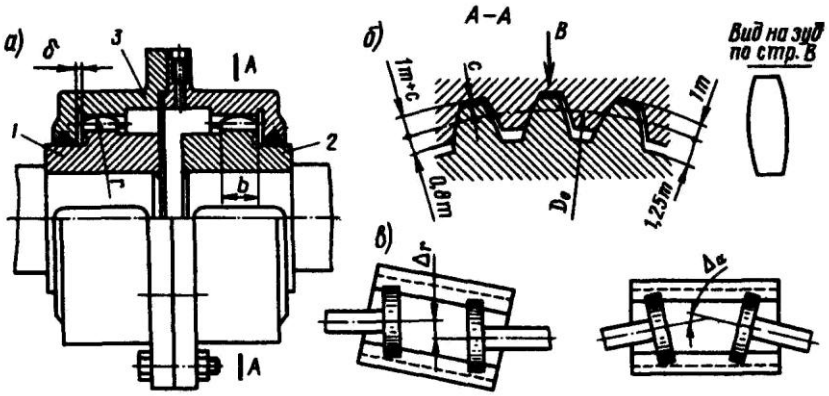


Рисунок 5.10.

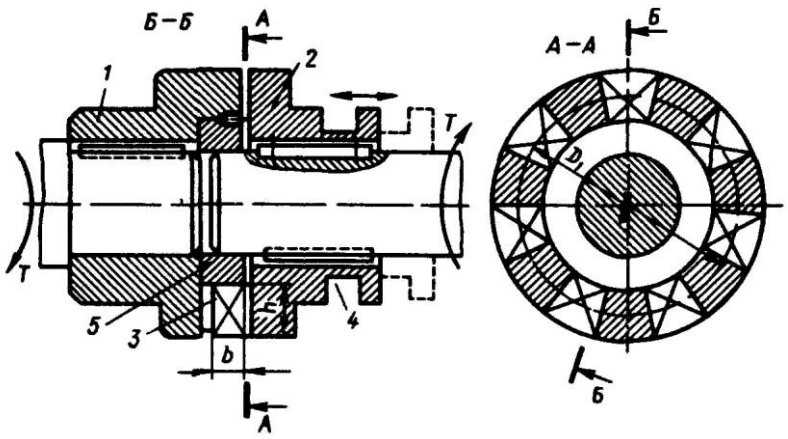
Состоит из полумуфт *1* и 2 с наружными зубьями и разъемной обоймы *3* с двумя рядами внутренних зубьев (рис. 5.10, *а).* Наиболее распространен эвольвентный профиль зубьев с $\alpha = 20°, h_a^* = 0{,}8$. *Муфта компенсирует все виды несоосности валов.* С этой целью выполняют радиальные зазоры c и увеличенные боковые зазоры в зацеплении (рис. 17.7, б), а зубчатые венцы полумуфт обрабатывают по сферам радиусами r, центры которых располагают на осях валов. Допускаемые зубчатой муфтой смещения валов (радиальные, угловые или их комбинация) определяют из условия, чтобы углы между осью обоймы и осью одного или другого вала были не больше 0°30'.

Компенсация несоосности валов при работе муфты сопровождается скольжением в местах соприкасания зубьев и их износом. Практикой эксплуатации зубчатых муфт установлено, что износ является основным критерием работоспособности. Для уменьшения износа в обойму заливают жидкую смазку.

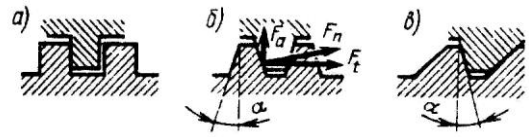
Зубчатые муфты обладают компактностью и хорошими компенсирующими свойствами. Их применяют для передачи больших крутящих моментов.

Муфты управляемые или сцепные

Управляемые муфты позволяют соединять или разъединять валы с помощью механизма управления. По принципу работы все эти муфты можно разделить на две группы: муфты, основанные на зацеплении (кулачковые или зубчатые); муфты, основанные на трении (фрикционные).



Муфты кулачковые. На торцах полумуфт *1 и 2* (рис. 5.11) имеются выступы (кулачки) *3*. В рабочем положении выступы одной полумуфты входят во впадины другой. Для включения и выключения муфты одну из полумуфт *2* устанавливают на валу подвижно в осевом направлении. Подвижную полумуфту перемещают с помощью специального устройства — отводки. Вилку отводки располагают в пазу *4*. На чертеже штриховой линией показано выключенное положение полумуфты *2*. Кольцо *5* служит для центровки валов. Несоосность валов резко снижает работоспособность кулачковых муфт. Чаще всего кулачковые и зубчатые (рис. 5.10 и 5.11) сцепные муфты располагают на одном валу и используют для переключения скоростей (рис. 5.11).



Распространенные формы кулачков изображены на рис. 5.12 (сечение цилиндрической поверхностью).

Рисунок 5.12.

Прямоугольный профиль (рис. 5.12, *а)* требует точного взаимного расположения полумуфт в момент включения. Кроме того, в таких муфтах неизбежны технологические боковые зазоры и связанные с этим удары при изменении направления вращения. Зазоры увеличиваются при износе кулачков.

Трапецеидальный профиль (рис. 5.12, *б, в)* не требует точного взаимного расположения полумуфт в момент включения, а боковые зазоры компенсируются изменением глубины посадки кулачков.

Симметричные профили кулачков — реверсивные, несимметричные — нереверсивные. В муфтах с трапецеидальными кулачками возникают осевые силы F_a (рис. 5.12, *б),* которые стремятся раздвинуть полумуфты и затрудняют включение; в этом отношении муфты с прямоугольными кулачками обладают преимуществом. Значение угла *а* трапецеидального профиля выбирают таким (обычно 2...5°), чтобы обеспечивалось самоторможение или чтобы не создавать большой постоянной нагрузки на механизм отводки.

Включение кулачковых муфт при относительном вращении валов всегда сопровождается ударами, которые могут вызвать разрушение кулачков. Поэтому

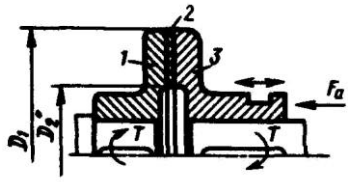
такие муфты не рекомендуют применять дня включения механизма под нагрузкой и при больших скоростях относительного вращения *(v>=1* м/с).

Тема 21. Муфты фрикционные.

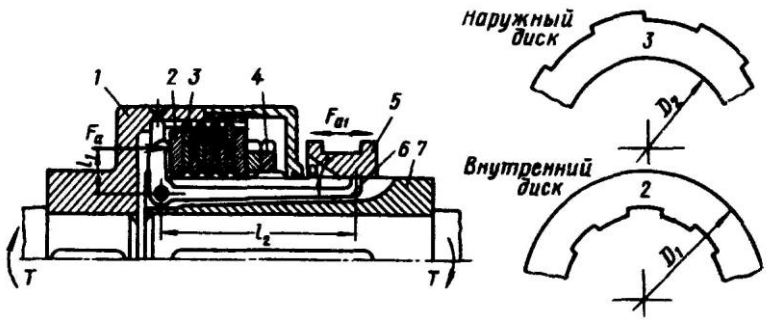
При включении фрикционных муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхности трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей. В процессе включения муфта пробуксовывает, а разгон ведомого вала происходит плавно, без удара. Отрегулированная на передачу предельного крутящего момента, безопасного для прочности машины, фрикционная муфта выполняет одновременно функции предохранительного устройства.

Все фрикционные муфты в зависимости от формы рабочей поверхности можно разделить на три группы: муфты дисковые (плоская поверхность); муфты конические (коническая поверхность); муфты колодочные, ленточные и др. (цилиндрическая поверхность).

Муфты фрикционные, так же как и кулачковые, не допускают несоосности. Соосность полумуфт достигается расположением их на одном валу (рис. 5.12) или с помощью специальных центрирующих колец (см. рис. 5.11). На рис. 5.13, 5.14, 5.15 приводятся схемы фрикционных муфт без указания способа центровки.



Муфты дисковые. Схема простейшей дисковой муфты с одной парой поверхностей трения изображена на рис. 5.13. Здесь полумуфта *1* укреплена на валу неподвижно, а полумуфта *3* подвижна в осевом направлении, *2* — фрикционная накладка. Для соединения валов к подвижной полумуфте прикладывают силу F_a



Для уменьшения силы F_a и габаритов муфты применяют конструкции не с одной, а со многими парами поверхностей трения – многодисковые муфты (рис. 5.14).

Рисунок 5.14.

В этих муфтах имеются две группы дисков: наружные 3 и внутренние *2*. Наружные диски соединены с полумуфтой *1*, а внутренние — с полумуфтой 7 с помощью подвижного шлицевого соединения. Правый крайний внутренний диск

опирается на регулировочные гайки *4,* на левый крайний диск действуют силы нажатия F_a от механизма управления.

Механизмы управления фрикционными муфтами, применяемые на практике, весьма разнообразны не только по конструкции, но и по принципу действия. В зависимости от последнего различают муфты с электромагнитным, гидравлическим, пневматическим и механическим управлением. Подробное изучение этих механизмов не входит в задачи настоящего курса.

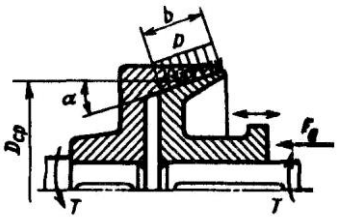


Рисунок 5.16.

Муфты конические. Схема простейшей конической муфты изображена на рис. 5.16. От действия силыF_aна конической поверхности соприкасания полумуфт возникают удельное давлениеp и удельные силы тренияpf Силы трения, направленные по касательной к окружности конуса, используются для передачи крутящего момента.

РАЗДЕЛ 6. ШПОНОЧНЫЕ, ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) И ПРОФИЛЬНЫЕ (БЕСШПОНОЧНЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Тема 22. Шпоночные соединения

Шпонки служат для передачи крутящего момента от вала к ступице детали (зубчатого колеса, шкива и т. п.) или, наоборот, от ступицы к валу. В отдельных случаях кроме передачи крутящего момента шпонки фиксируют насаженные на вал ступицы в осевом направлении. Основные типы шпонок стандартизованы. Подобно силовым клиновым соединениям, различают ненапряженные и напряженные шпоночные соединения. Ненапряженные шпоночные соединения осуществляют с помощью призматических (рис. 6.1) и сегментных (рис. 6.2) шпонок, а напряженные — посредством клиновых шпонок (рис. 6.3).

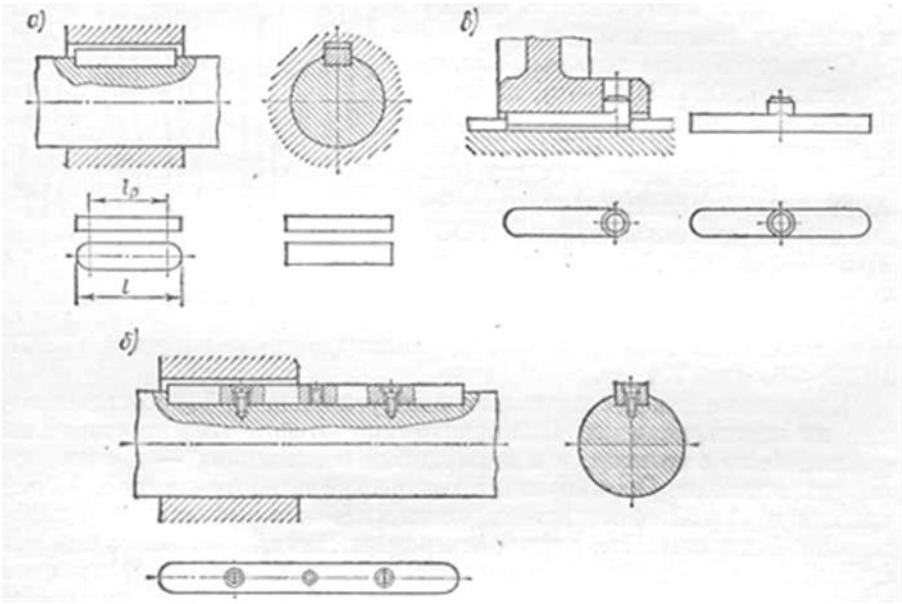


Рисунок 6.1.-Шпонки призматические

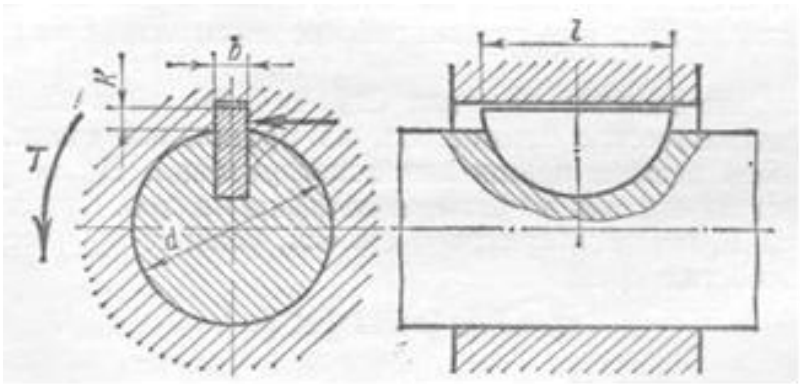


Рисунок 6.2. -Шпонски сегментные

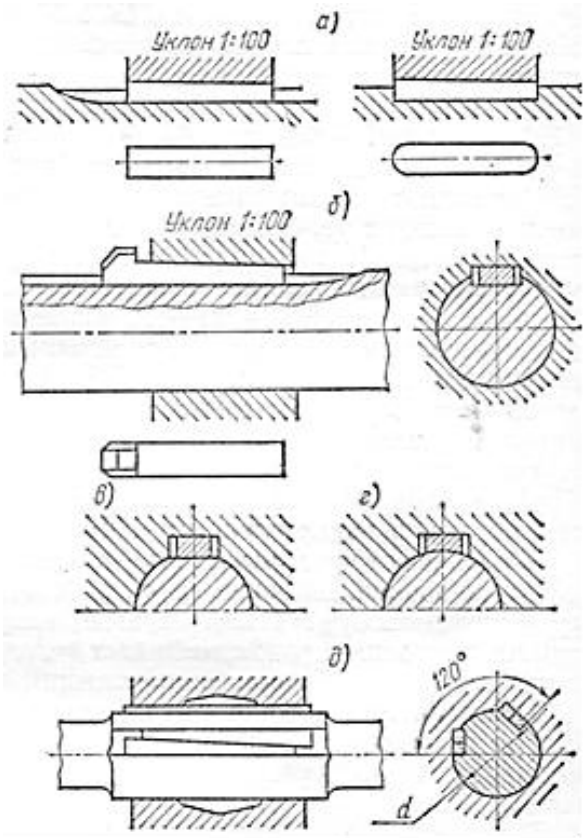


Рисунок 6.3.-клиновые шпонки

Призматические шпонки по назначению различают: обыкновенные (ГОСТ 23360-80, рис. 6.1, а) и высокие (ГОСТ 10748—79) со скругленными или плоскими концами, предназначенные для неподвижных соединений ступиц с валами; направляющие (8790—79, рис. 6.1, б), применяемые в тех случаях, когда ступицы должны иметь возможность перемещаться вдоль валов; скользящие(рис. 6.1, б), перемещающиеся вдоль вала вместе со ступицами и применяемые вместо направляющих шпонок в тех случаях, когда требуются большие перемещения ступиц. Направляющие шпонки прикрепляют к валу винтами, а скользящие соединяют со ступицей выступом цилиндрической формы. Шпонка, находящаяся в пазу вала, называется врезной. Призматические шпонки — врезные. Примерно половина их высоты расположена в пазу вала и половина—в пазу ступицы (см. рис.6.1). Рабочими гранями призматических шпонок служат их боковые, более узкие грани. Для упрощения и облегчения сборки шпоночных соединений между обыкновенной или направляющей шпонкой и ступицей (см. рис. 6.1, а, б), а также между - скользящей шпонкой и валом (см. рис. 6.1, б) предусматривают радиальный зазор (по высоте шпонки).

Наиболее распространены призматические обыкновенные шпонки, так как по сравнению с клиновыми шпонками они обеспечивают большую точность посадок ступиц на валах, а по сравнению с сегментными шпонками они врезаются в вал на меньшую глубину и, следовательно, в меньшей степени снижают прочность валов.

Сегментные шпонки (ГОСТ 24071-80, рис. рис. 6.2) — врезные и, подобно призматическим, работают боковыми гранями. При необходимости по длине ступицы ставят две (иногда даже три) сегментные шпонки. Сегментные шпонки — самые технологичные из-за легкости изготовления самих шпонок и пазов для них, а также удобства сборки соединений. Недостаток сегментных шпонок — необходимость выполнения глубоких пазов в валах, что снижает прочность последних. Поэтому сегментные шпонки применяют для передач относительно небольших моментов.

Клиновые шпонки по способу расположения на валах различают: врезные (рис. 6.3, а, б), на лыске (рис. 6.3, в), фрикционные (рис. 6.3, г) и тангенциальные (ГОСТ 24069-80 и 24070-80, рис. 6.3, д). Клиновые врезные шпонки по конструкции подразделяют на шпонки клиновые (без головки) с плоскими или скругленными концами (ГОСТ 24068-80, рис. 63, а) и шпонки клиновые с головкой рис. 6.3, б).

В качестве шпонок на лыске и фрикционных применяют клиновые шпонки с плоскими концами или с головкой. Все клиновые шпонки выполняют с уклоном 1 : 100. Этот же уклон предусматривают для паза ступицы. Подобно призматическим, примерно половина высоты клиновых врезных шпонок помещается в пазу вала и половина — в пазу ступицы. Вся высота клиновых шпонок на лыске и фрикционных помещается в пазу ступицы.-Для шпонки на лыске на валу предусматривают плоскую площадку (рис. 6.3, в), называемую лыской. Фрикционной шпонкой осуществляют соединение ступицы с гладким цилиндррическим валом; соответственно поверхность шпонки, соприкасающуюся с валом, делают цилиндрической, ее радиус равен радуису вала. Фрикционные шпонки передают крутящий момент только силами трения, чем и обусловлено их наименование.

В отличие от призматических у клиновых врезных, на лыске и фрикционных шпонок широкие грани рабочие, а по боковым граням предусмотрены зазоры. Таким образом, напряженность соединений при применении этих шпонок возникает вследствие натяга между валом и ступицей (в радиальном направлении).

Из клиновых шпонок самые распространенные — врезные, так как по сравнению со шпонками на лыске и фрикционными они более надежны, а по сравнению с тангенциальными более технологичны.

По сравнению с врезными шпонки на лыске ослабляют вал в гораздо меньшей степени, а фрикционные шпонки совсем не ослабляют вал. Но эти шпонки требуют более толстых ступиц и менее надежны. Поэтому их применяют для соединений, передающих небольшие вращающие моменты, или для закрепления

деталей на полых тонкостенных валах. Фрикционные шпонки применяют при частых перестановках ступиц по валу в угловом или осевом направлении.

Тангенциальные шпонки (рис. 6.3, д) отличаются от других клиновых шпонок тем, что натяг между валом и ступицей создается ими не в радиальном, а в касательном направлении. Одна из широких граней тангенциальной шпонки направлена по касательной к сечению вала, а одна из узких граней — по радиусу вала. Такое расположение тангенциальных шпонок вызывает необходимость постановки в соединении двух шпонок, размещаемых под углом 120... 135°. По технологическим условиям каждая тангенциальная шпонка выполняется из двух односкосных клиньев. Тангенциальные шпонки работают в основном на сжатие и поэтому наиболее надежны, но соединение этими шпонками сложное. Тангенциальные шпонки применяют преимущественно в тяжелом машиностроении при больших динамических нагрузках.

Клиновые шпонки применяют ограниченно, так как они вызывают смещение оси ступицы относительно оси вала, а при коротких ступицах могут вызвать перекос соединяемых деталей. В тех случаях, когда перекос насаживаемой на вал детали совершенно недопустим (большинство зубчатых передач), клиновые шпонки не применяют. Иногда применяют шпонки круглые (шпонки-штифты), шестигранные . и др.

Материалом для шпонок служат углеродистые стали с пределом прочности не ниже 600 МПа. Призматические шпонки и клиновые шпонки без головок изготовляют из чистотянутой стали (ГОСТ 8787— 68). Сегментные шпонки выполняют из цельнотянутой стали сегментного профиля (ГОСТ 8786—68).

При проектировании шпоночного соединения ширину и высоту шпонок принимают по соответствующему ГОСТу в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки принимают в зависимости от длины ступицы и согласовывают с ГОСТом на шпонки. Достаточность принятых размеров шпонки проверяют расчетом соединения на прочность. Следовательно, расчет шпоночных соединений на прочность осуществляют обычно как проверочный.

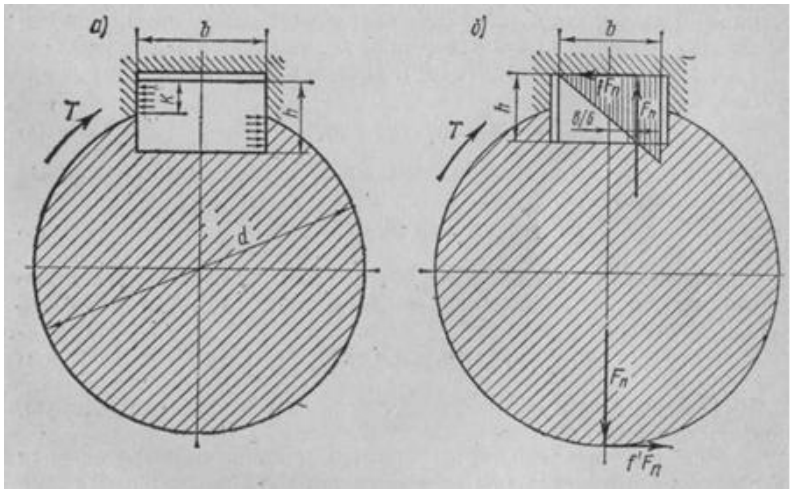


Рисунок 6.4. Расчетная схема шпонок

Призматические шпонки рассчитывают на смятие и на срез. Для упрощения расчетов принимают плечо сил, действующих на шпонку относительно осевой линии вала, равным радиусу вала. Соответственно проверочный расчет призматической шпонки производят по следующим формулам (см. рис. 6.1, а; 6.4, а): на смятие

$$\sigma_{см} = 2T/(dl_p K) \leqslant [\sigma_{см}], \quad (6.1)$$

на срез

$$\tau_c = 2T/(dl_p b) \leqslant [\tau_c], \qquad (6.2)$$

где T — крутящий момент; d — диаметр вала; b и $l_p = l - b$ — соответственно ширина и рабочая длина шпонки; K — справочный размер для расчета на смятие; $\sigma_{см}$ и $[\sigma_{см}]$ — расчетное и допускаемое напряжения на смятие для шпоночного соединения; τ_c и $[\tau_c]$ — расчетное и допускаемое напряжение на срез для шпонки.

Проверочный расчет сегментной шпонки производится так же, как и для призматической шпонки, *на срез* — по формуле (6.2) и *на смятие* — по формуле (см. рис. 6.2)

$$\sigma_{см} = 2T/(dlK) \leqslant [\sigma_{см}]. \qquad (6.3)$$

Для упрощения расчета клиновых врезных шпонок принимают, что при передаче шпоночным соединением крутящего момента T напряжения смятия по ширине поверхности контакта рабочих граней шпонки с валом и ступицей распределяются по закону треугольника (рис. (рис. 6.4, *б*). В этом случае передаваемый ступицей крутящий момент T складывается из момента нормальной силы F_n между ступицей и шпонкой, момента силы трения fF_n между ступицей и шпонкой, где f — коэффициент трения между ними, и момента силы трения $f'F_n$ между ступицей и валом, где f' — коэффициент трения между ними. Приближенно можно принять, что плечо силы fF_n равняется радиусу вала и $f' = f$ (в действительности $f' \approx 1{,}3f$). При таком условии $T = F_n b/6 + fF_n d$, откуда

$$F_n = 6T/(b + 6fd). \qquad (а)$$

Из принятого закона распределения напряжений смятия по ширине шпонки следует, что

$$F_n = 0{,}5bl\sigma_{см}. \qquad (б)$$

Проверочный расчет клиновой врезной шпонки производят на смятие по формуле, вытекающей из зависимостей (*а*) и (*б*): $\sigma_{см} = 2F_n/(lb) \leqslant [\sigma_{см}]$, или

$$\sigma_{см} = 12T/[lb(b + 6fd)] \leqslant [\sigma_{см}]. \qquad (6.4)$$

Шпонку на лыске рассчитывают, так же как и клиновую врезную, по формуле (6.4).

Допускаемые напряжения в неподвижных шпоночных соединениях общего машиностроения при спокойной нагрузке рекомендуется принимать: на смятие при стальной ступице $[\sigma_{см}] = 100 \ldots 150$ МПа, при чугунной $[\sigma_{см}] = 60 \ldots 80$ МПа, на срез $[\tau_c] = 60 \ldots 90$ МПа. Эти значения допускаемых напряжений снижают при работе со слабыми толчками на 1/3, а при ударной нагрузке — на 2/3.

Если в результате расчета шпонки окажется, что она перенапряжена, то предусматриваются две или три шпонки. Две призматические шпонки устанавливают под углом 180°, а три призматические шпонки или две клиновые — под углом 120°.

Тема 23. Шлицевые (зубчатые) соединения

Для соединения ступицы с валом вместо шпонок часто используют выступы на валу, называемые шлицами (зубьями), которые входят в соответствующие пазы ступицы. Такое соединение ступицы с валом называется шлицевым или зубчатым. В зависимости от формы профиля зубьев различают соединения с прямобочными (рис 6.5), эвольвентными (рис. 6.6) и треугольными (рис.6.7, а) шлицами (зубьями).

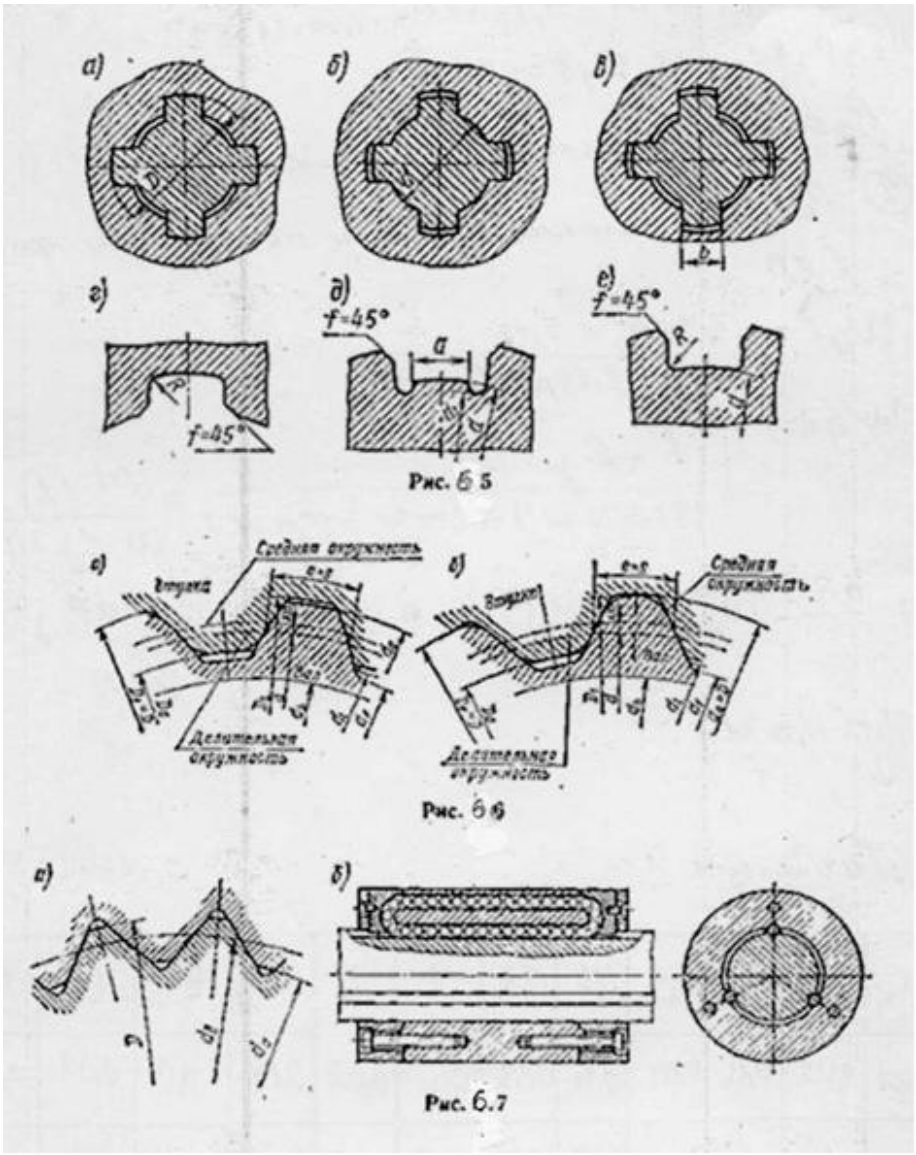


Рис. 6.5

Рис. 6.6

Рис. 6.7

Шлицевые соединения бывают неподвижные для неподвижного скрепления ступицы и вала и подвижные, обеспечивающие возможность осевого перемещения ступицы по валу, например зубчатого колеса, коробок передач станков, автомобилей и т. д.

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными: возможность передачи больших моментов благодаря значительной поверхности контакта соединяемых деталей и равномерному распределению давления по этой поверхности, более точное центрирование ступицы по валу, лучшее направление при перемещении ступицы ио валу и большая прочность вала.

Прямобочное шлицевое соединение — наиболее распространенное (ГОСТ 1139-80, см. рис. 6.5). Его применяют с центрированием ступицы по наружному D (рис. 6.5, а) и внутреннему d диаметрам (рис. 6.5, б) и боковым сторонам b шлицев (рис. 6.5,). Форма сечения ступицы при любом центрировании выполняется, как показано на рис. 6.5, г. Форма сечения шлицевого вала при центрировании по d представлена на рис. 6.5, д, а при центрировании по D и b — на рис. 6.5, е. Центрирование по b способствует наиболее равномерному распределению давления на шлицы, но не обеспечивает точной соосности ступицы и вала. Поэтому его применяют при передаче больших моментов, когда к точности центрирования не предъявляют высоких требований, например в шлицевых соединениях карданных валов автомобилей. Центрирование по D и d более точное (в особенности по d), поэтому эти виды соединений применяют в тех случаях, когда требуется повышенная точность совпадения геометрических осей соединяемых деталей.

Эвольвентное шлицевое соединение (ГОСТ 6033-80 и 269—76) различают с центрированием ступицы по боковым сторонам s шлицев (рис.6. 6, а) и наружному D диаметру (рис. 6.6, б). Центрирование по s — наиболее распространенное. По сравнению со шлицевым прямобочным соединением достоинства эвольвентного соединения следующие: более высокая прочность шлицев вследствие их утолщения к основанию и повышенная технологичность шлицевых валов (изготовление шлицев проще и дешевле). Но так как протяжки, применяемые для эвольвентных шлицев в ступицах малых и средних размеров, дороги, то шлицевые эвольвентные зацепления применяют ограниченно.

Треугольное шлицевое соединение (рис. 6.7, а) применяют только в качестве неподвижного при передаче небольших моментов. Центрирование этого соединения осуществляют только по боковым сторонам шлицев. Кроме цилиндрических применяют также Конические шлицевые треугольные соединения, в большинстве случаев с конусностью 1 : 16.

Число и размеры поперечного сечения шлицев принимают в зависимости от диаметра вала по соответствующему ГОСТу. Длина шлицев определяется длиной ступицы, а если ступица подвижная, то ходом ее перемещения. Расчет шлицевых соединений производят обычно как проверочный. Шлицевые соединения рассчитывают на смятие:

$$\sigma_{см} = 2T/(d_c z h l \psi) \leqslant [\sigma_{см}],$$

где $\sigma_{см}$ — расчетное напряжение смятия на рабочих поверхностях шлицев; T — передаваемый крутящий момент; d_c — средний диаметр шлицевого соединения; z — число шлицев; h — высота поверхности контакта шлицев; l — длина поверхности контакта шлицев, принимаемая равной длине ступицы; ψ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами: $\psi=0{,}7...0{,}8$; $[\sigma_{см}]$ — допускаемое напряжение на смятие рабочих поверхностей шлицев.

Размеры d_c и h определяют из выражений: для прямозубых шлицев (см. рис. 6.5)

$$d_c=0{,}5(D+d) \text{ и } h=0{,}5(D-d)-2f;$$

для шлицев эвольвентного профиля с центрированием по s (см. рис. 6.6, *а*)

$$d_c=d_д=mz \text{ и } h=m=d_д/z,$$

где $d_д$ — делительный диаметр; m — модуль зубьев; для шлицев эвольвентного профиля с центрированием по D (см. рис. 6.6, *б*)

$$d_c=d_д=mz \text{ и } h=0{,}9m=0{,}9d_д z;$$

для шлицев треугольного профиля (рис. 6.7, *а*)

$$d_c=d_д=mz \text{ и } h=(D-d_э)/2.$$

Допускаемое напряжение на смятие шлицевого соединения при среднем режиме работы можно принимать: для неподвижного с термической обработкой шлицев $[\sigma_{см}]=100...140$ МПа и без термической обработки $[\sigma_{см}]=60...100$ МПа; для подвижных под нагрузкой с термической обработкой шлицев $[\sigma_{см}]=10...20$ МПа; для подвижных с передвижением не под нагрузкой с термической обработкой шлицев $[\sigma_{см}]=30...60$ МПа и без термической обработки шлицев $[\sigma_{см}]=20...30$ МПа. При легком режиме работы значение этих напряжений можно увеличить на 20...40%, а при тяжелом режиме их необходимо снизить на 30...50%. Расчет прямобочных шлицевых соединений регламентирован ГОСТ 21425—75, которым и следует пользоваться при более точных расчетах этих соединений.

Профильные (бесшпоночные) соединения

В профильных (бесшпоночных) соединениях соединяемые детали скрепляются между собой посредством взаимного контакта по плавной некруглой поверхности (рис. 6.8).

Образующая поверхность профильного соединения может быть расположена как параллельно осевой линии вала (рис. 6.8, *а),* так и наклонно к ней (рис. 6.8, б). В последнем случае соединение наряду с крутящим моментом может передавать также и осевую нагрузку.

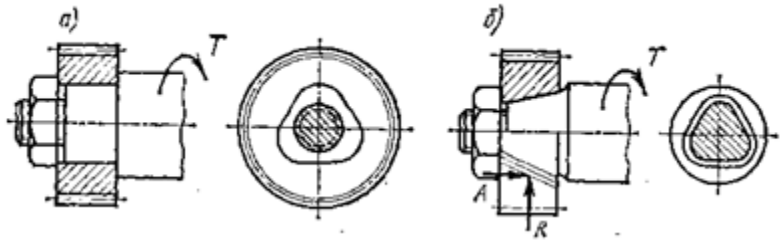


Рисунок 6.8.-профильные соединения

Профильные соединения надежны, но не технологичны, поэтому их применение ограничено. Расчет на прочность профильных соединений сводится к проверке на смятие их рабочих поверхностей.

Примеры расчета

Пример 6.1. Подобрать по ГОСТу призматическую шпонку и проверить шпоночное соединение на прочность при условии, что диаметр вала *d*—32 мм, длина ступицы колеса L= 50 мм, передаваемый шпоночным соединением крутящий момент Т=200 Н·м, материал вала — сталь 45, материал ступицы колеса — 40Х.

Решение. Соответственно диаметру вала *d*=32 мм и длине ступицы колеса L= = 50 мм принимаем по призматическую шпонку 10Х8Х45. Примем для шпонки сталь 45.

Проверим соединение на смятие по формуле (8.1):

$_{bCM}=2T/(dl_pK)$ =2·200/(0,032-0,45-0,0033) =78,5· 10^6 Па =

=78,5 МПа < [<$b_{см}$] = 150 МПа.

Проверим шпонку на срез по формуле (6.2): $\tau_c = 2T/(dlpb)$ =2• 200/(0,03.0,045·0,01) = 29,6·10^6 Па=29,6 МПа < [τ_c] = 80 МПа.

Пример 6.2. Подобрать по ГОСТу шлицевое соединение для блока шестерен и валика коробки скоростей токарного станка (рис. 6.9) и проверить его на прочность при следующих данных: передаваемый шлицевым соединением крутящий момент Т=120 Н·м, диаметр вала *D*= 30 мм, ширина блока 1=50 мм, материал вала — сталь 45, материал блока шестерен — сталь 40Х, шлицы термически обработанные, блок шестерен переключается не под нагрузкой.

Решение. В соответствии с данными условиями примера принимаем шлицевое прямобочное соединение 6Х26Х30 (СТ СЭВ 188—75) (центрирование по внутреннему диаметру *d)* легкой серии с числом шлицев z=6, внутренним диаметром d=26 мм и наружным диаметром *D*=30 мм.

Проверим выбранное соединение на смятие по формуле (6.5). Для этого, пользуясь, предварительно вычислим средний диаметр d_c шлицевого соединения и высоту h поверхности контакта шлицев:
$d_c = 0{,}5\ (D+d) = 0{,}5\ (30 + 26) = 28$ мм;

h= 0,5 *(D — d)* — 2f = 0,5 (30 — 26)—2·0,3= 1,4 мм.

Примем, что в передаче крутящего момента участвует 75% общего числа шлицев, т. е. ψ=0,75. После подстановки в формулу (6.5) числовых значений получим $<b_{C}м = 2T/(d_c hlz\ \psi) = 2 \cdot 120/(28 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}4 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 0{,}75) = 27{,}4 \cdot 10^6$ Па = 27,4 МПа < $[b_{см}]$=30 МПа.

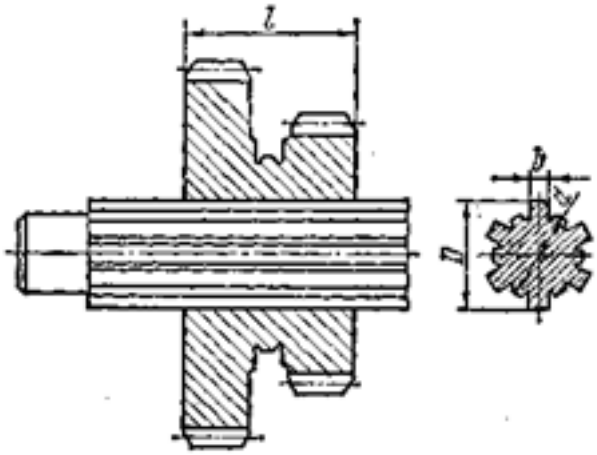


Рисунок 6.9

РАЗДЕЛ 7. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Тема 24. Основные определения

Резьбовыми называют такие соединения, которые осуществляются крепежными деталями посредством резьбы. Резьба получается образованием на цилиндрическом или коническом стержне канавок с поперечным сечением определенного профиля (в виде треугольника, трапеции и т. д.), каждая точка которого располагается на винтовой линии. Расположенные между канавками выступы называют *витками резьбы* (рис. 7.1). Под витком резьбы принято понимать ту часть ее выступа, которая охватывает резьбовую деталь пределах до 360°. Выступ резьбы, (охватывающий резьбовую деталь свыше одного раза, т. е. более -360°, принято называть ниткой резьбы. Основными крепежными деталями резьбовых соединений являются болты, винты, шпильки и гайки. Болт представляет- собой стержень с резьбой для гайки на одном конце ш головкой на другом(рис. 7.2). Винт — это стержень, обычно с головкой на одном конце и резьбой на другом конце, которым он ввинчивается, в одну из скрепляемых деталей (рис. 7.2, б.)В резьбовых соединениях применяют винты и без головок. Шпилька

представляет собой стержень с резьбой на обоих концах; одним концом она ввинчивается в одну из скрепляемых деталей, а на другой конец навинчивается гайка (рис. 7.2в,). *Гайка* — это деталь с резьбовым отверстием, навинчиваемая на болт (рис. 7.2, *а)* или на шпильку (рис. 7.2, *в)* и служащая для .замыкания скрепляемых с помощью болта или шпильки деталей соединения.

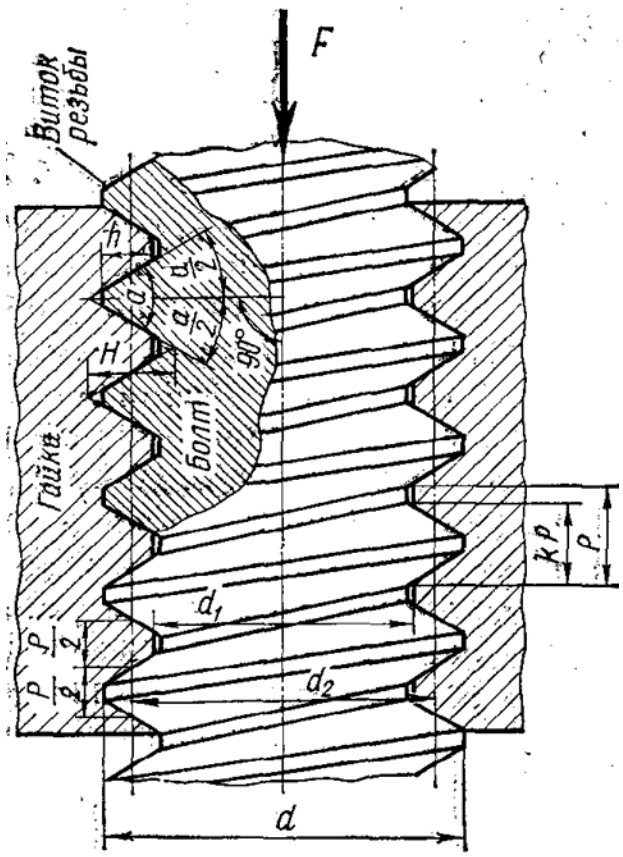


Рисунок 7.1.

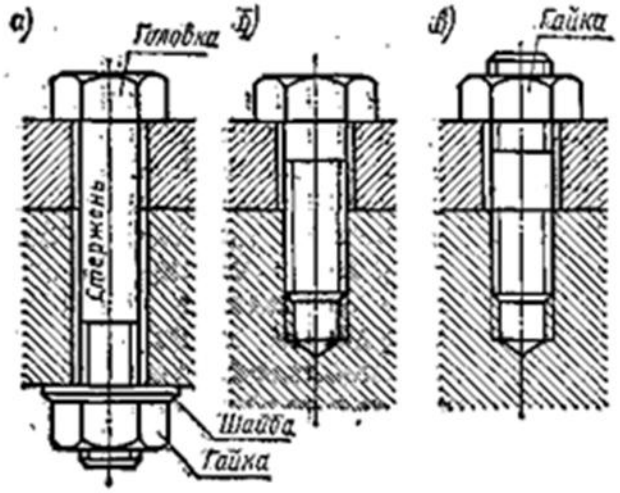


Рисунок 7.2.

Болтами скрепляются детали относительно небольшой толщины; их применяют также для скрепления деталей из материалов,не обеспечивающих

требуемую надежность резьбы. Винты применяют, когда одна из скрепляемых деталей относительно большой толщины, при отсутствии места для расположения гаек, при жестком требовании уменьшения массы данного резьбового соединения, для придания соединению красивого внешнего вида. Во всех этих случаях деталь, в которую ввинчивают винты, должна иметь достаточную толщину. Материал, из которого

изготовляется деталь, должен обеспечивать требуемую прочность и надежность резьбы. Шпильки применяют вместо винтов в тех случаях, когда материал скрепляемой детали с нарезанным отверстием не обеспечивает требуемой долговечности резьбы при частых разборках и сборках соединений.

В отдельных резьбовых соединениях применяют также шайбы и гаечные замки. *Обыкновенные шайбы* представляют собой подкладки, помещаемые под гайки (рис. 7.2, *а),* головки болтов и винтов и служащие в основном для увеличения опорной поверхности. *Гаечные замки* применяют для удержания гаек и винтов от самоотвинчивания. Для завинчивания и отвинчивания винтов со шлицами пользуются отвертками. Для завинчивания и отвинчивания остальных винтов и почти всех гаек применяют гаечные ключи.

Из всех видов соединений, применяемых в машиностроении, резьбовые соединения — самые распространенные, так как они наиболее надежны и удобны по форме для сборки и разборки, имеют небольшие габариты, просты в изготовлении, допускают точную установку соединяемых деталей и любую степень затяжки крепежными деталями. Недостаток резьбовых соединений состоит в наличии концентраторов напряжений в резьбовых деталях, понижающих их прочность. Благодаря своим достоинствам резьбовые соединения применяют также в строительных, крановых и других металлических конструкциях.

Две детали, сопрягаемые резьбой (болт и гайка, винт и гайка и т. д.), называют *винтовой парой.*

Резьбы

Профиль резьбы определяется формой сечения витков в осевой плоскости. По *форме профиля* различают *треугольную* (см. рис. 7.1), *прямоугольную,* в частности квадратную (рис. 7.3), *трапецеидальную* и *круглую* резьбы. В зависимости от формы стержня, на котором нарезана резьба, различают цилиндрические (см. рис. 7.1; 7.3) и конические резьбы. Наиболее распространены цилиндрические резьбы, как самые простые и удобные при изготовлении и сборке. Резьба, расположенная на наружной поверхности детали, называется наружной, а на внутренней поверхности — внутренней. В зависимости от направления вращения контура, образующего резьбу, различают *пра-*

вую (см. рис. 7.1 и 7.3, б) и *левую* (рис. 7.3, *а)* резьбы. Во всех случаях, когда нет необходимости применять левую резьбу, пользуются только правой резьбой. В зависимости от количества ниток резьбы, из которых она образована, различают *однозаходную* (см.

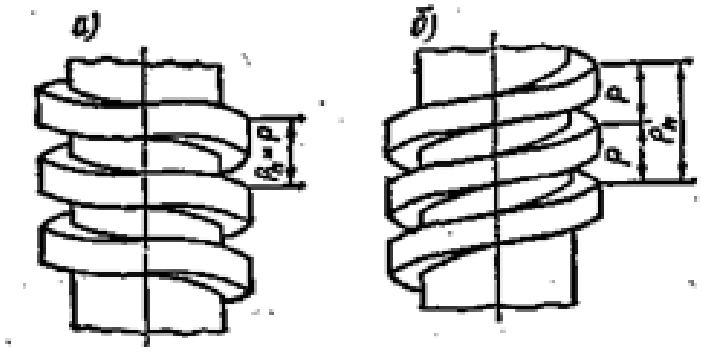


Рисунок 7.3.

рис. 7.1; 7.3, *а), двухзаходную* (рис. 7.3, б), *трехзаходную* и другие резьбы. В резьбовых соединениях применяют исключительно одно- заходные резьбы, как наиболее надежные в отношении самоторможения резьбовых деталей и предохраняющие их от самоотвинчивания. Многозаходные резьбы (двухзаходные, трехзаходные и т. д.) применяются в передачах винт — гайка и червячных.

По назначению различают *крепежные* резьбы, предназначенные для скрепления деталей; *крепежно-уплотняющие* резьбы, служащие не только для скрепления соединяемых деталей, но и создания герметичности их соединения; *резьбы для передачи движения,* применяемые в передачах винт — гайка и червяках червячных передач. В качестве крепежной применяют преимущественно треугольную резьбу, так как она наиболее прочная, обеспечивает большое трение на поверхности резьбовых деталей и тем самым увеличивает надежность предохранения от самоотвинчивания, проста и удобна в изготовлении. В качестве крепежно-уплотняющей резьбы также применяют треугольную резьбу, которая отличается от треугольной крепежной резьбы отсутствием радиальных зазоров между соединяемыми резьбовыми деталями. Резьбы других профилей применяют в основном для деталей, передающих движение в неподвижной гайке);*число заходов резьбы n,*т. е. число ниток резьбы, приходящихся на ее ход. Для однозаходной резьбы шаг и ход резьбы равны между собой (рис.
7.3, *а).*

Основные параметры резьбы (цилиндрической): *форма и размеры профиля, наружный d(D), внутренний* $d_1(D_1)$ и *средний* $d_2(Д_2)$ *диаметры резьбы*

(диаметры, относящиеся к наружным резьбам — болт, шпилька и т. д.,— обозначают *d, d_1* и *d_2,* диаметры, относящиеся к внутренним резьбам — гайка, резьбовое отверстие и т. д.,— *D, D_1* и D_2); *угол подъема резьбы* ψ, т. е. угол между винтовой линией по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной ее осевой линии; *шаг резьбы P* — расстояние между одноименными сторонами двух рядом расположенных витков, измеренное в направлении осевой линии резьбы; *ход резьбы* P_h (рис. 7.3) — расстояние между одноименными сторонами двух рядом расположенных витков одной и той же нитки резьбы, измеренное в направлении ее осевой линии (ход резьбы можно определять так же, как расстояние, на которое переместится болт или винт вдоль своей осевой линии за один оборот в неподвижной гайке); число заходов резьбы n, т.е. число ниток резьбы, приходящихся на ее ход. Для однозаходной резьбы шаг и ход резьбы равны между собой (рис.7.3,а).

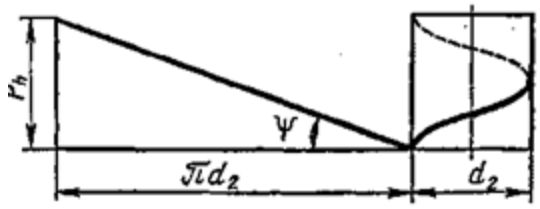


Рисунок 7.4

Наружный диаметр *d резьбы является ее номинальным диаметром. Средний диаметр резьбы*

$$d_2=0{,}5(d+d_1). \qquad (7.1)$$

Из развертки на плоскость винтовой линии по среднему диаметру резьбы (рис. 7.4) следует, что

$$P_h = \pi d_2 \operatorname{tg} \psi. \qquad (7.2)$$

Для однозаходной резьбы

$$P_h = \pi d_2 \operatorname{tg} \psi.$$

так как для нее $P_h=P$. Очевидно, что для многозаходной резьбы

$$P_h = nP. \qquad (7.4)$$

Параметры, определяющие форму и размеры профиля резьбы (см. рис.7.1): *шаг резьбы P высота теоретического профиля H* — высота треугольного профиля с острыми углами, полученного при продолжении боковых сторон профиля до их пересечения; *рабочая высота профиля h* — высота, на которой нитки болта (винта) и гайки соприкасаются; *угол профиля* α— угол между прямолинейными боковыми сторонами профиля; *угол наклона профиля* — угол между боковой прямолинейной стороной и перпендикуляром к осевой линии резьбы. Для резьб с симметричным профилем угол наклона профиля равен половине угла профиля.

Резьбы, получившие широкое распространение, стандартизованы.

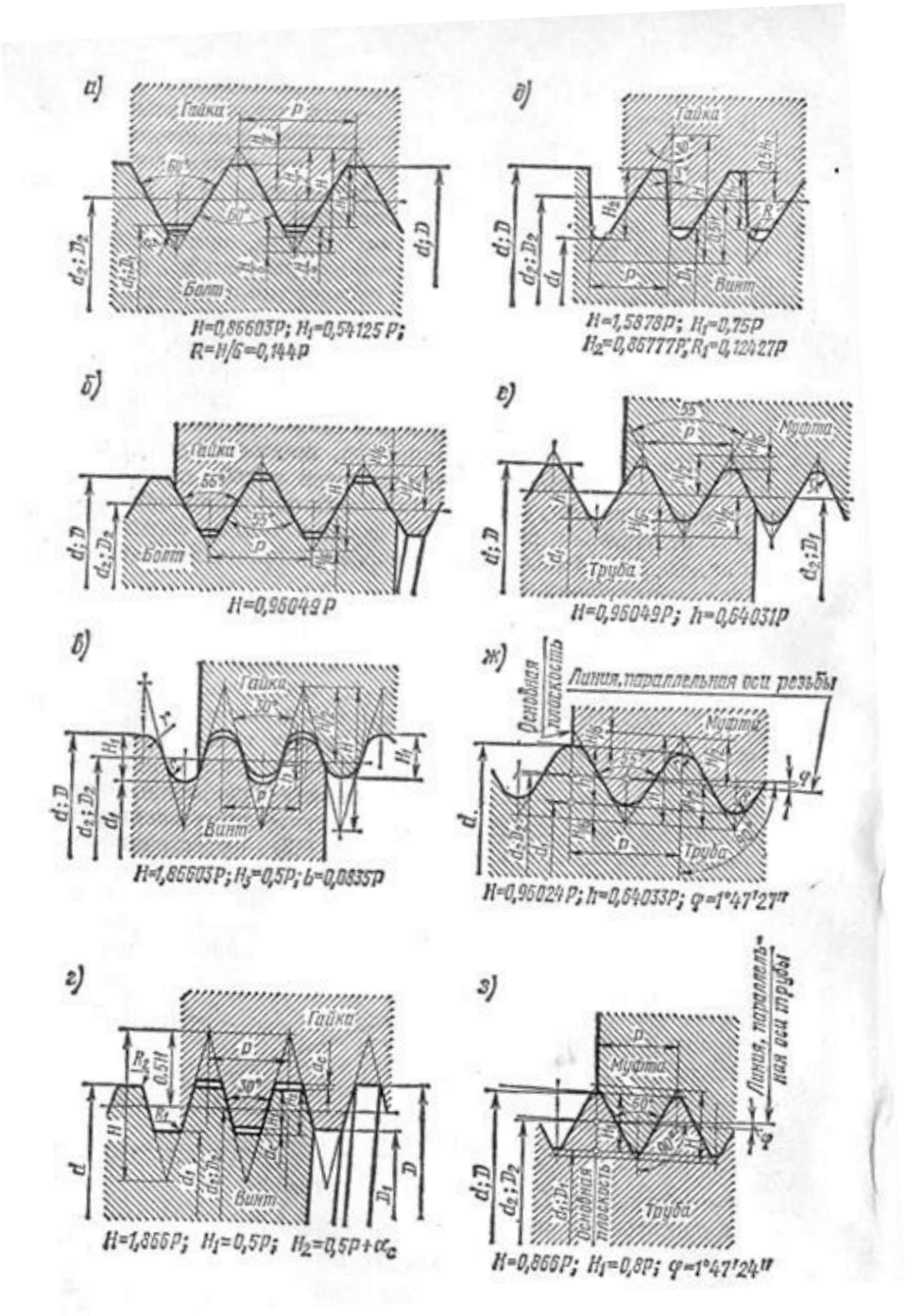


Рисунок 7.5.

Метрическая коническая резьба имеет треугольный профиль, аналогичный (по размерам элементов профиля) профилю метрической резьбы по .Она применяется для конических резьбовых плотных (непроницаемых) соединений.

Круглая резьба (рис. 7.5, *в)* применяется для винтов, несущих большие динамические нагрузки, работающих в загрязненной среде с частым отвинчиванием и завинчиванием (вагонные сцепки, пожарная арматура), а также в тонкостенных изделиях, как, например, на цоколях и патронах электрических ламп, частей противогазов и т. п. Несколько видов круглой резьбы стандартизованы.

Трапецеидальная резьба (рис. 7.5, г) — основная резьба передач винт — гайка и червяков червячных передач. Она удобна для изготовления, по сравнению с треугольной резьбой имеет меньшие потери на трение, а по сравнению с прямоугольной более прочная.

Упорная резьба (рис. 7.5, *д)* имеет несимметричный трапецеидальный профиль витков. Применяется для винтов, воспринимающих большую одностороннюю осевую нагрузку в прессах, нажимных устройствах прокатных станов, грузовых крюках и т. п.

Трубная цилиндрическая (рис. 7.5, *е), трубная коническая* (рис. 7.5, *ж)* и *коническая дюймовая* (рис. 7.5, з) *резьбы* представляют собой мелкие треугольные дюймовые крепежно-уплотняющие резьбы. Они применяются в основном для соединения труб и арматуры трубопроводов. Конические резьбы обеспечивают герметичность соединения резьбовых деталей без специальных уплотнений.

Прямоугольная (и *квадратная) резьба* изготовляется на токарно-винторезных станках. Такой способ не позволяет получить высокую точность, и поэтому данная резьба применяется сравнительно редко и соответственно не стандартизована.

Размеры стандартной резьбы принимают по соответствующему ГОСТу в зависимости от наружного диаметра *d* резьбы.

Исследования прочности резьбы показывают, что осевая нагрузка распределяется между витками резьбы неравномерно, что объясняется не только невозможностью изготовления абсолютно точной резьбы, но и неблагоприятным сочетанием деформаций болта и гайки (болт растягивается, а гайка сжимается). Для упрощения расчетов резьбы на прочность условно принимают, что осевая нагрузка распределяется между витками резьбы равномерно. Расчет резьбы на прочность производят обычно как проверочный.

Из рис. 7.1 видно, что если на сопрягаемые резьбой детали (болт и гайку и пр.) действует осевая сила *F,*то витки резьбы каждой детали работают на срез, смятие и изгиб.

Резьбу крепежной детали рассчитывают только на срез и смятие, так как расчет ее на изгиб по формулам сопротивления материалов весьма условен.

прочность (глубина канавок резьбы меньше и внутренний диаметр резьбы больше) и надежность от самоотвинчивания (шаг резьбы, а следовательно, и угол подъема резьбы меньшие). Поэтому метрические резьбы с мелкими шагами применяют при изготовлении тонкостенных резьбовых деталей, служащих для регулирования и подверженных действию динамических нагрузок.

Дюймовая резьба (рис. 7.5, б), так же как и метрическая,— треугольная, крепежная, ее применяют для замены резьбовых деталей старых и импортных машин, ввозимых из стран, в которых применяется дюймовая система мер (США, Англия и др.), и в некоторых особых случаях.

При одинаковых материалах сопрягаемых резьбовых деталей расчет резьбы на прочность производят по охватываемой детали по формулам: на срез

$$\tau_c = F/(\pi d_1 nkP) \leqslant [\tau_c]; \qquad (7.5)$$

на смятие

$$\sigma_{см} = 4F/[\pi (d^2 - d_1^2) n] \leqslant [\sigma_{см}], \qquad (7.6)$$

где τ_c — расчетное напряжение на срез резьбы; $b_{см}$ — расчетное напряжение на смятие между витками резьбы; n — число витков резьбы, воспринимающих нагрузку; к — коэффициент полноты резьбы (см. рис. 7.1), показывающий отношение высоты витка в опасном сечении к шагу резьбы; $[\tau_c]$ — допускаемое напряжение на срез резьбы; $[b_{см}1$ — допускаемое напряжение на смятие резьбы.

Коэффициент полноты резьбы для метрической резьбы болтов, винтов и шпилек (см. рис. 6.1) к=0,75; гаек к=0,88; трапецеидальной резьбы к=0,65.

Если охватывающая резьбовая деталь изготовлена из менее прочного материала, чем материал охватываемой резьбой детали, то расчет резьбы на срез следует выполнять для каждой из этих деталей. Условие прочности охватывающей детали на срез

$$\tau_c = F/(\pi D nkP) \leqslant [\tau_c]. \qquad (7.7)$$

Так как прочность резьбы стандартных крепежных деталей гарантирована ГОСТом, то расчет резьбы этих деталей на прочность не производят.

Конструкции и материалы болтов, винтов, шпилек, гаек, шайб и гаечных замков

Болты, винты, шпильки, гайки, шайбы и гаечные замки различают *общего назначения,* широко распространенные в различных конструкциях, и *специального назначения,* имеющие ограниченное применение только в отдельных случаях. Все детали общего назначения и некоторые специального назначения стандартизованы.

Болты общего назначения по точности изготовления различают: повышенной точности (ГОСТ 7805—70, 7808—70, 7811—70 и др.), нормальной точности (ГОСТ 7795—70, 7796—70, 7798—70 и др.) и грубой точности (ГОСТ 15589—70, 15590—70, 15591—70 и др.). Наиболее распространены болты

нормальной точности. Болты повышенной точности применяют в особо ответственных соединениях, а грубой точности — малоответственных соединениях.

Тема 25 Силовые соотношения, условия самоторможения и к. п. д. винтовой нары

Рассмотрим соотношения между силами, действующими в винтовой паре с прямоугольной резьбой. Развернем виток прямоугольной резьбы винта по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменим ползуном (рис. 7.16, а). Подъему ползуна по наклонной плоскости соответствует навинчивание гайки на винт.

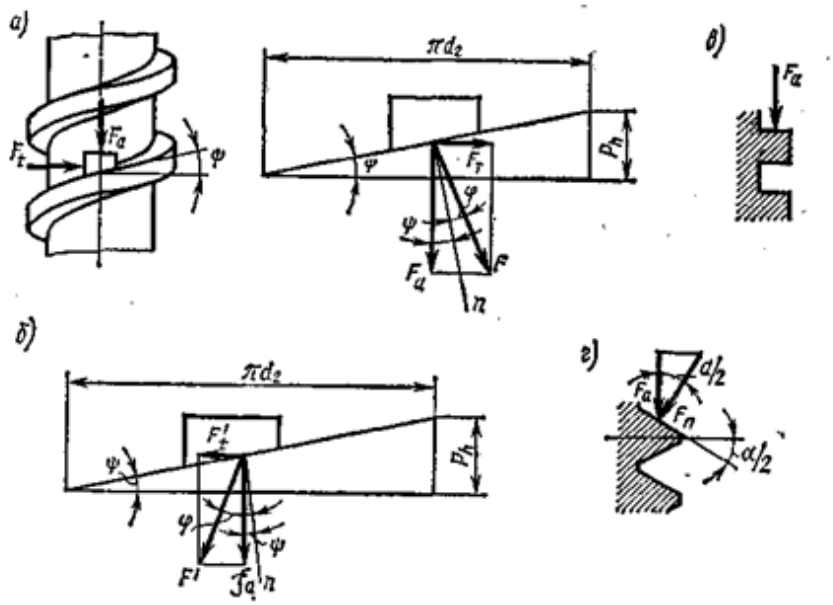


Рисунок 7.16

Как известно из теоретической механики, сила взаимодействия F между наклонной плоскостью и ползуном, возникающая при движении его по наклонной плоскости, представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения между ними и наклонена к нормали n поверхности их соприкосновения под углом тренияφ.

Разложим силу F на две составляющие: осевую силу F_a, действующую на винтовую пару, и окружную силу F_t вращающую гайку при ее навинчивании (в других случаях вращающую винт при его ввинчивании).

Из чертежа разложения сил (рис. 7.16, *а*) следует, что

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \qquad (7.8)$$

где ψ — угол подъема резьбы.

Очевидно, что крутящий момент T в резьбе, создаваемый силой F_t при навинчивании гайки или ввинчивании винта,

$$T = 0{,}5 d_2 F_t,$$

или

$$T = 0{,}5 d_2 F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi). \qquad (7.9)$$

Спуску ползуна по наклонной плоскости (рис. 7.16, *б*) соответствует отвинчивание гайки или винта. В этом случае при разложении силы взаимодействия F между наклонной плоскостью и ползуном на осевую силу F_a и окружную силу F_t' имеем

$$F_t' = F_a \operatorname{tg}(\varphi - \psi).$$

Очевидно, что при $F_t' \geqslant 0$ [что соответствует условию $\operatorname{tg}(\varphi - \psi) \geqslant 0$] резьба будет самотормозящей. Следовательно, условие самоторможения прямоугольной резьбы математически определяется условием $\psi \leqslant \varphi$. При подъеме ползуна по наклонной плоскости движущей силой F_t (рис. 7.16, *а*) на высоту, равную ходу резьбы P_h, работа движущих сил

$$W_{д.с} = F_t \pi d_2, \qquad (а)$$

а работа сил полезных сопротивлений

$$W_{п.с} = F_a P_h = F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \psi. \qquad (б)$$

Коэффициент полезного действия η винтовой пары с прямоугольной резьбой при навинчивании гайки или ввинчивании винта [см. формулы (а), (б) и (7.8)]

$$\eta = W_{п.с}/W_{д.с} = F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \psi / (F_t \pi d_2) = F_a \operatorname{tg} \psi / [F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi)],$$

или

$$\eta = \operatorname{tg} \psi / [\operatorname{tg}(\psi + \varphi)]. \qquad (7.10)$$

Из анализа формулы (6.10) следует, что для самотормозящеq

винтовой пары, где $\psi < \varphi$, $\eta < 0{,}5$.

Рассмотрим силовые соотношения, условия самоторможения *и* к. п. д. винтовой пары с треугольной или трапецеидальной резьбой. Так как рассуждения и выводы для указанных резьб одинаковы, то рассмотрим их применительно к треугольной резьбе. Если в рассмотренной винтовой паре заменим прямоугольную резьбу треугольной, то сила трения в резьбе, а следовательно, и окружная сила винтовой пары будут иметь другие значения. Определим силы трения и установим соотношения между силами трения в прямоугольной и

треугольной резьбах. Для упрощения выводов угол наклона резьбы примем равным нулю. Сила трения для прямоугольной резьбы (рис.7.16, в)

$$F_f = fF_a,$$

где f — коэффициент трения. Сила трения для треугольной (рис. 7.16, г) или трапецеидальной резьбы

$$F_f = fF_n = fF_a/\cos(\alpha/2) = f'F_a,$$

где α — угол профиля резьбы, а f' — приведенный коэффициент трения:

$$f' = f/\cos(\alpha/2). \qquad (7.11)$$

Из формулы (7.11) следует, что по сравнению с прямоугольной резьбой в треугольной и трапецеидальной резьбах трение больше. Для нормальной метрической резьбы $\alpha = 60°$ и $f' = 1{,}15f$; для трапецеидальной резьбы $\alpha = 30°$ и $f' = 1{,}04f$, следовательно, в этой резьбе трение больше, чем в прямоугольной резьбе, но меньше, чем в треугольной.

Очевидно, что соотношению коэффициентов трения f и f' соответствует соотношение между углами трения φ и φ', где φ' — приведенный угол трения [по аналогии с формулой (5.11), считая тангенсы малых углов равными самим углам]:

$$\varphi' \approx \varphi/\cos(\alpha/2).$$

Соотношения между силами в прямоугольной и треугольной резьбах аналогичны. Поэтому по аналогии с формулами (6.8), (6.9) и (6.10) следует, что для треугольной или трапецеидальной резьбы окружная сила

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \qquad (7.12)$$

крутящий момент в резьбе

$$T = 0{,}5 d_2 F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \qquad (7.13)$$

условие самоторможения определяется выражением $\psi \leqslant \varphi'$, коэффициент полезного действия

$$\eta = \operatorname{tg}\psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \qquad (7.14)$$

а для самотормозящей винтовой пары, где $\psi < \varphi'$, $\eta < 0{,}5$.

Момент трения T_f на торце гайки или головки винта при их завинчивании определяют следующим образом. Торцовая опорная поверхность гайки или головки винта (рис. 7.17) принимается кольцевой с наружным диаметром D, равным раствору ключа, и внутренним диаметром d_0, равным диаметру отверстия под болт, винт или шпильку. Принято считать, что давление на опорной поверхности распределяется равномерно, т. е.

Рисунок 7.17

$$p = F/[\pi (D^2 - d_0^2)/4].$$

Таким образом, момент трения на торце гайки или головки винта

$$T_f = \int_{d_0/2}^{D/2} 2\pi \rho d\rho f \rho,$$

или окончательно

$$T_f = (fF/3)[(D^3 - d_0^3)/(D^2 - d_0^2)]. \qquad (7.15)$$

Для упрощения расчетов часто принимают, что равнодействующая силы трения fF на опорной поверхности гайки или головки винта

действует по касательной к окружности среднего диаметра d_c, опорной поверхности и момент

$$T_f = fFd_c/2, \qquad (7.16)$$

где

$$d_c = 0{,}5\,(d_0 + D). \qquad (7.17)$$

По сравнению с формулой (7.15) формула (7.17) при технических расчетах дает вполне достаточную точность.

Очевидно, что момент завинчивания гайки или ввинчивания установочного винта

$$T_з = T + T_f. \qquad (7.18)$$

Расчет болтов, винтов и шпилек при действии статических нагрузок

Выход из строя болтов и винтов обычно происходит вследствие разрыва стержня по резьбе или переходному сечению у головки, в результате разрушения или повреждения резьбы, из-за разрушения головки. Шпильки выбывают из строя вследствие разрыва стержня по резьбе, повреждения или разрушения резьбы. Так как размеры стандартных болтов, винтов и шпилек отвечают условию их равнопрочности по указанным критериям, то расчет обычно производят по одному основному критерию работоспособности — прочности нарезанной части стержня. Из расчета стержня на прочность определяют номинальный диаметр резьбы болта *. Длину болта принимают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры болта, а также гайки, шайбы и гаечного замка принимают в зависимости от диаметра резьбы по соответствующим ГОСТам.

Рис. 7.18

Рассмотрим расчет болтов при статическом нагружении.

I. Болт нагружен осевой растягивающей силой; предварительная и последующая затяжки его отсутствуют (соединение ненапряженное, рис. 7.18).

Такой вид нагружения встречается сравнительно редко. Болты в этом случае обычно находятся под действием сил тяжести. Характерным примером данного нагружения может служить резьбовой конец грузового крюка грузоподъемной машины.

Условие прочности болта

$$\sigma_p = F/(\pi d_1^2/4) \leqslant [\sigma_p], \qquad (7.19)$$

где σ_p — расчетное напряжение растяжения в поперечном сечении нарезанной части болта; F — сила, растягивающая болт; d_1 — внутренний диаметр резьбы болта; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение болта.

Тема 26. Расчет резьбовых соединений, включающих группу болтов

Болты, прикрепляющие одну деталь машины к другой, образуют группу. Различают группы, в которых болты нагружены одинаково и не одинаково. Для группы с одинаковым нагружением болтов сначала определяют внешнюю силу, действующую на болтовое соединение

всей группы болтов, а затем внешнюю силу, приходящуюся на один болт, по которой и производят расчет болта по соответствующей формуле, данной в предыдущих параграфах.

Так как в целях сокращения номенклатуры изделий в группе с неодинаковым нагружением болтов рекомендуется ставить одинаковые болты, то по соответствующей формуле рассчитывают лишь наиболее нагруженный болт, а остальные болты принимают такими же. Внешнюю силу, приходящуюся на наиболее нагруженный болт группы, определяют в зависимости от расположения болтов и характера нагружения соединения.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся группы с одинаковым нагружением болтов.

Если болтовое соединение, осуществленное группой болтов, нагружено силами, равнодействующая которых Q перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр тяжести, например при креплении крышек подшипников, круглых крышек сосудов и пр., то внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт,

$$F=Q/z, \qquad (7.20)$$

где z — число болтов группы.

Для болтов круглой крышки, подверженной давлению p, внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт,

$$F=(\pi D^2/4)(p/z), \qquad (7.21)$$

где D — внутренний диаметр сосуда.

Если болтовое соединение, осуществленное группой болтов, нагружено силой Q, действующей в плоскости стыка по его оси симметрии, то внешнюю силу F, приходящуюся на один болт, вычисляют по формуле (7.20)

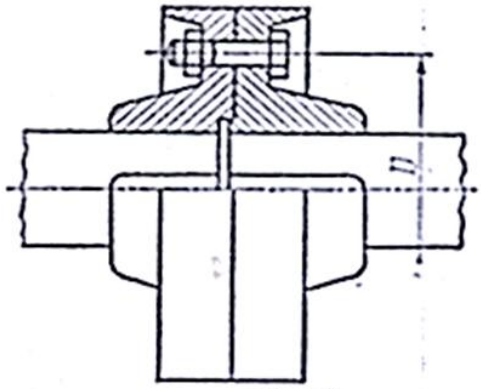


Рис. 7.19

Для соединения, нагруженного крутящим моментом T, действующим в плоскости стыка, например при соединении двух половин муфты (рис. 7.19), сила, приходящаяся на один болт,

$$F=2T/(Dz), \qquad (7.22)$$

где D — диаметр окружности, проходящей через центры отверстий болтов.

Пример 7.1 Круглая пила развального станка диаметром: а) $D=800$ мм, б) $D=700$ мм удерживается между двумя шайбами (рис. 7.20) посредством сил трения, возникающих при затягивании гайки на конце вала.

Определить диаметр нарезанной части вала, если: а) $d_н=200$ мм, $d_в=120$ мм б) $d_н=150$ мм, $d_в=110$ мм. Сила сопротивления резанию: а) $F=1$ кН, б) $F=850$ Н. Материал вала: а) сталь 35 нормализованная; б) сталь 40 нормализованная.

Решение. а) 1. Из условия равновесия определяем требуемую силу затяжки $F_з$ гайки:

$$\sum M_0 = F\cdot 0{,}5D - F_f d_{ср} = 0{,}5FD - fF_з(d_в + d_н) = 0$$

и, следовательно,

$$F_з = FD/[2f(d_в + d_н)].$$

Принимая по табл. коэффициент трения между шайбами и пилой $f=0{,}13$ и вводя коэффициент запаса от сдвига $K=1{,}5$, получаем

$$F_з = KFD/[2f(d_в + d_н)] = 1{,}5\cdot 1000\cdot 800/[2\cdot 0{,}13(120+200)] = 14{,}4\cdot 10^3 \text{ Н}.$$

2. Определяем допускаемое напряжение, принимая по табл. для стали 35 при $d \leqslant 100$ мм, $\sigma_т = 265$ МПа, $[n]=2$:

$$[\sigma_р] = \sigma_т/[n] = 265/2 = 132{,}5 \text{ МПа}.$$

3. Из уравнения прочности

$$\sigma_{экв} = k_{зат}F_з/(zS_1) = 4k_{зат}F_з/(\pi z d_1^2) \leqslant [\sigma_р]$$

находим внутренний диаметр резьбы хвостовика при $z=1$:

$$d_р \geqslant \sqrt{\frac{4k_{зат}F_з}{\pi z[\sigma_р]}} = \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}3\cdot 14{,}4\cdot 10^3}{\pi\cdot 1\cdot 132{,}5\cdot 10^6}} = \sqrt{179{,}5\cdot 10^{-6}} = 13{,}4\cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

По табл. П30 выбираем резьбу М16, $P=2$ мм ($d \geqslant 0{,}9P + d_р$).

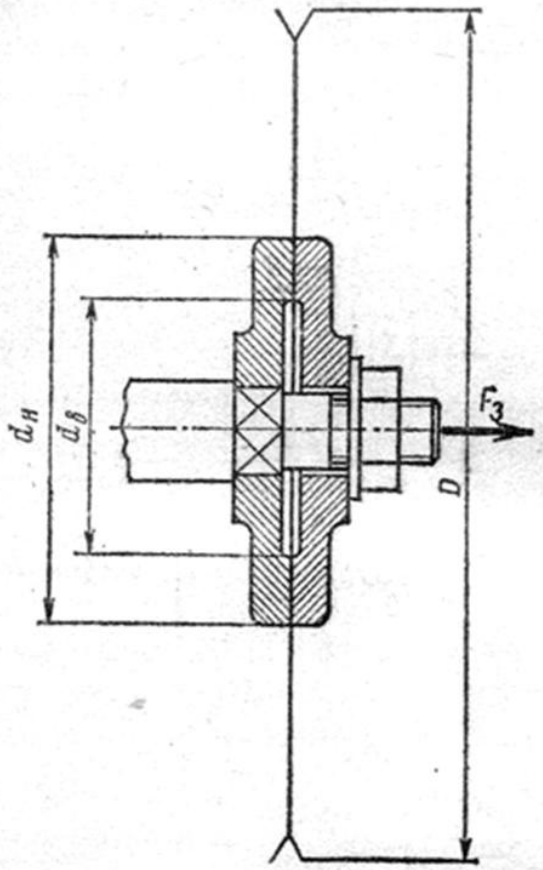


Рис. 7.20

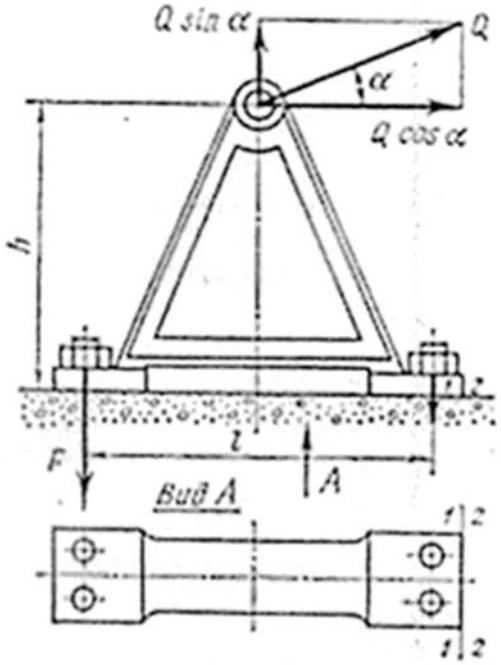


Рис. 7.21

Рассмотрим группу болтов, крепящих стойку к бетонному основанию (рис. 7.21). Силу Q, действующую на стойку под углом α к горизонтали, разложим на две силы: вертикальную $Q\sin\alpha$ и горизонтальную $Q\cos\alpha$. Под действием силы $Q\sin\alpha$ на каждый болт приходится внешняя осевая сила

$$F_1 = (Q\sin\alpha)/z,$$

где z — число болтов группы.

Сила $Q\cos\alpha$ стремится сдвинуть стойку вправо. Во избежание этого сила трения, развиваемая между стойкой и фундаментом, должна уравновешивать действие силы $Q\cos\alpha$, т. е. должно быть соблюдено условие

$$zF_3 f \geqslant Q\cos\alpha,$$

откуда с учетом 20%-ного запаса по сдвигу

$$F_3 = 1{,}2Q\cos\alpha/(zf),$$

где F_3 — сила затяжки болта.

На стойку кроме сил $Q\sin\alpha$ и $Q\cos\alpha$ действует также опрокидывающий ее относительно линии 2—2 момент силы $Q\cos\alpha$. Так как линия 2—2 расположена от линии 1—1 на небольшом расстоянии, то для упрощения расчета условно примем, что стойка опрокидывается относительно линии 1—1. Такое упрощение расчета повышает запас прочности болтов, т. е. увеличивает расчетную нагрузку болта по сравнению с действительной. Для упрощения расчета не будем учитывать силу реакции на стойку со стороны фундамента, что также увеличит запас прочности болтов. Таким образом, будем полагать, что момент силы $Q\cos\alpha$, действующей на стойку, относительно линии 1—1 уравновешивается моментом силы, действующей на левые болты стойки относительно этой же линии, т. е.

$$hQ\cos\alpha = F_3 lz/2,$$

откуда

$$F_3 = 2hQ\cos\alpha/(zl),$$

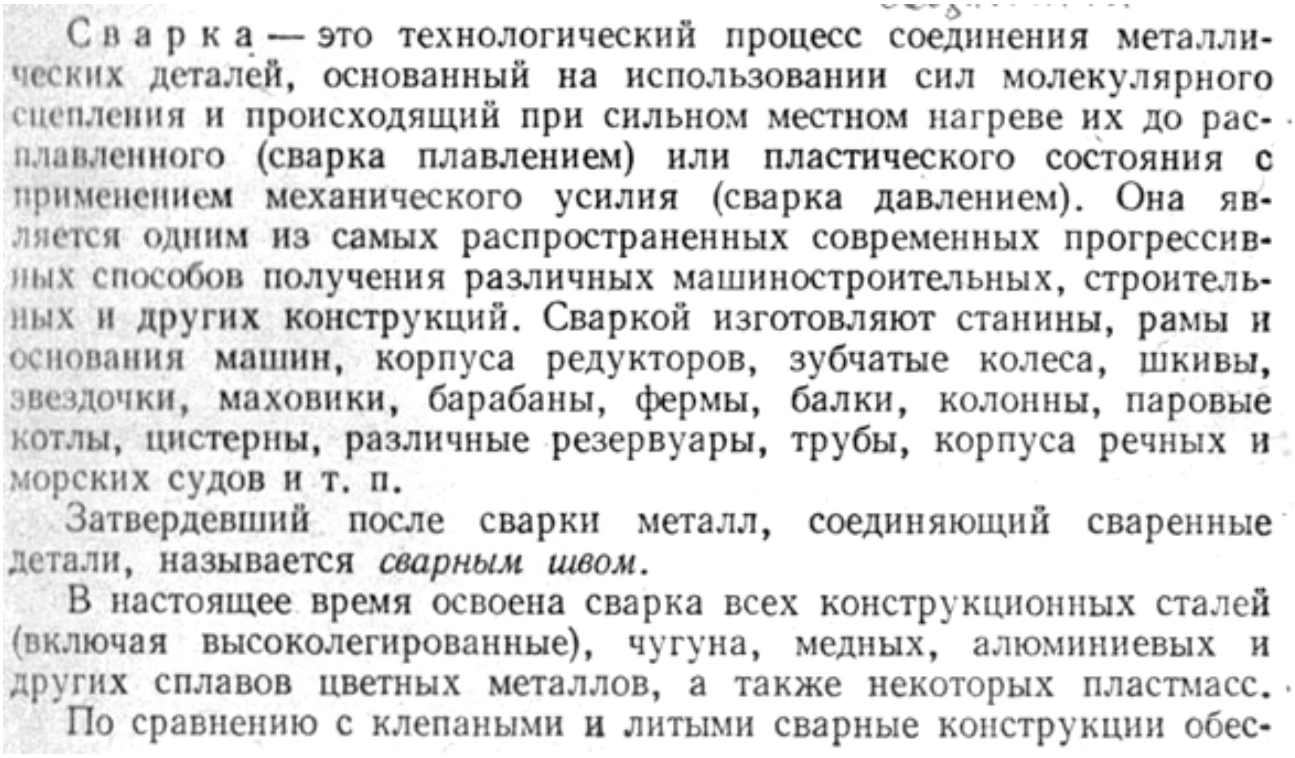
где h и l — соответственно плечи сил $Q\cos\alpha$ и $F_3 z/2$ относительно линии 1—1; F_3 — внешняя осевая сила, приходящаяся на один наиболее нагруженный болт.

Итак, полная осевая внешняя сила F, приходящаяся на наиболее нагруженный болт,

$$F = F_1 + F_2 + F_3,$$

Раздел 8. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ТЕМА 27.Основные типы сварных соединений.



Сварка — это технологический процесс соединения металлических деталей, основанный на использовании сил молекулярного сцепления и происходящий при сильном местном нагреве их до расплавленного (сварка плавлением) или пластического состояния с применением механического усилия (сварка давлением). Она является одним из самых распространенных современных прогрессивных способов получения различных машиностроительных, строительных и других конструкций. Сваркой изготовляют станины, рамы и основания машин, корпуса редукторов, зубчатые колеса, шкивы, звездочки, маховики, барабаны, фермы, балки, колонны, паровые котлы, цистерны, различные резервуары, трубы, корпуса речных и морских судов и т. п.

Затвердевший после сварки металл, соединяющий сваренные детали, называется *сварным швом*.

В настоящее время освоена сварка всех конструкционных сталей (включая высоколегированные), чугуна, медных, алюминиевых и других сплавов цветных металлов, а также некоторых пластмасс.

По сравнению с клепаными и литыми сварные конструкции обеспечивают существенную экономию металла и значительно снижают трудоемкость процесса изготовления. Поэтому сварные конструкции в большинстве случаев гораздо дешевле клепаных и литых.

Применение сварки особенно целесообразно при изготовлении конструкций сложной формы, отдельные детали которых получают прокаткой, ковкой, штамповкой и отливкой.

К недостаткам сварных конструкций относятся: появление остаточных напряжений в свариваемых элементах после окончания процесса сварки, коробление, плохое восприятие переменных и особенно вибрационных нагрузок, сложность и трудоемкость контроля качества сварных швов. Поэтому в некоторых случаях вместо сварных предпочитают литые и другие конструкции. Целесообразность применения сварки при изготовлении деталей машин устанавливают в каждом отдельном случае на основании конструктивных и экономических показателей с учетом технологических возможностей предприятия.

Из большого разнообразия существующих *видов сварки* в машиностроении применяют: ручную дуговую сварку плавящимся электродом, автоматическую дуговую сварку плавящимся электродом под флюсом, электрошлаковую сварку и контактную сварку — стыковую, шовную и точечную. Первые три способа относятся к сварке плавлением, последний — к сварке плавлением или давлением.

Ручная дуговая сварка плавящимся электродом, при которой подача электрода и перемещение дуги вдоль свариваемых кромок осуществляются вручную. Нагрев производится электрической дугой между изделием и электродом. Электрод, расплавляясь при сварке, служит присадочным материалом для образования сварного шва. При данном

способе возможна сварка стальных деталей толщиной 1. . .60 мм и более. Этот вид сварки применяют для конструкций с короткими и неудобно расположенными сварными швами, а также в единичном производстве.

Автоматическая дуговая сварка плавящимся электродом под флюсом, при которой подача электрода и перемещение дуги вдоль свариваемых кромок механизированы. Дуга горит под слоем сварочного флюса. В состав флюса входят шлакообразующие, легирующие и раскислительные составляющие, благодаря чему этот вид сварки обеспечивает высокую производительность процесса и высокое качество шва. При нем возможна сварка деталей толщиной 2. . .130 мм и более. Этот вид сварки экономически наиболее целесообразен при непрерывных прямолинейных и кольцевых швах значительной протяженности и особенно в крупносерийном и массовом производстве различных конструкций.

Электрошлаковая сварка — сварка плавлением, при которой для нагрева металла используется теплота, выделяющаяся при прохождении электрического тока через расплавленный шлак. Этот способ является самым производительным для сварки стальных листов толщиной 40. . .50 мм. Эффективность сварки возрастает с увеличением толщины свариваемых листов. Этим способом сваривают стальные и чугунные изделия толщиной до 1 м и выше, как, например, станины прокатных станов, прессов, молотов и т. п.

Стыковая контактная сварка основана на нагреве стыкуемых торцов деталей теплотой, выделяющейся при прохождении электрического тока. Нагрев торцов деталей производится либо до оплавления их (сварка плавлением), либо до пластического состояния с последующим сдавливанием деталей (сварка давлением). Этот способ сварки самый производительный и рентабельный при массовом и крупносерийном производстве. *Шовная контактная сварка*, при которой соединение элементов выполняется внахлестку вращающимися дисковыми электродами в виде непрерывного или прерывного шва, применяется для получения герметичных швов в тонколистовых конструкциях (различные сосуды). *Точечная контактная сварка*, при которой соединение элементов происходит на участках, ограниченных площадью торцов электродов, применяется для тонколистовых конструкций, в которых не требуется герметичность швов.

Виды сварных соединений и типы сварных швов

В зависимости от расположения соединяемых частей различают следующие виды сварных соединений: стыковые ,нахлесточные с накладками,угловые

,тавровые. Стыковые соединения-самые распространенные , так как сваренные встыке детали почти полностью заменяют цельные. Соединения с накладками применяются только в тех случаях,когда стыковые соединения не обеспечивает необходимой равнопрочности с цельным металлом.

Стыковые швы по формк подготовленных кромок деталей различают:без скоса кромок, V-образные, X-образные

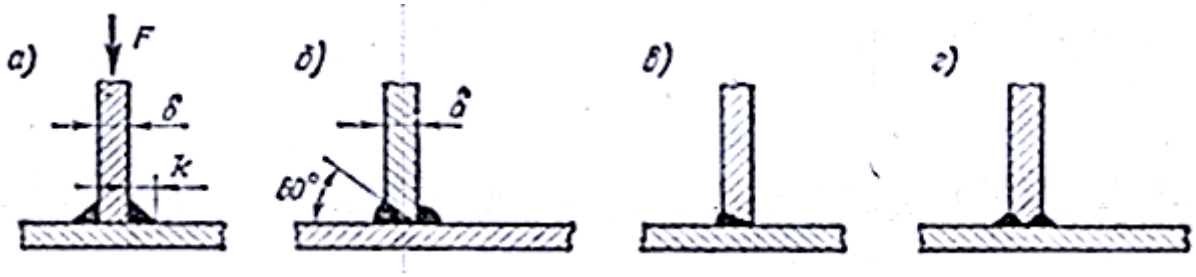


Рисунок 8.1.

U-образные и др. По характеру выполнения они могут быть: односторонними с подваркой с другой стороны односторонними со стальными привариваемыми или медными отъемными подкладками с другой стороны и двухсторонними.

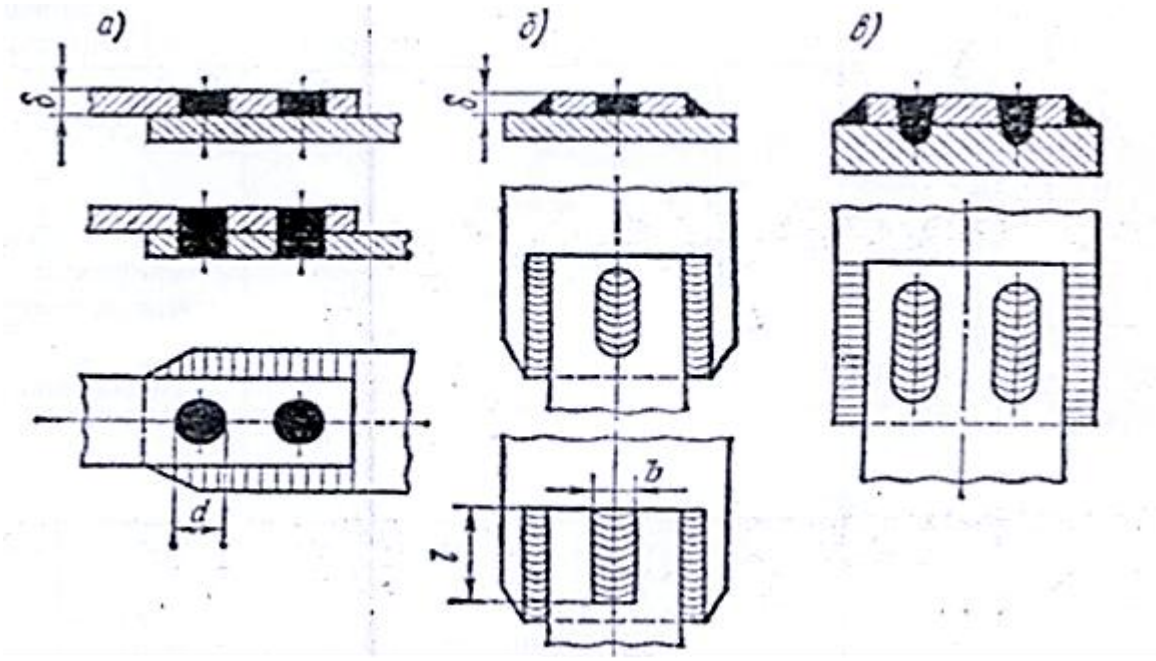


Рисунок 8.2.

Угловые швы по форме подготовленных кромок деталей различают : без скоса кромок, 8.1а, со скосом одной кромки (см.рис 8.1.б, в) и со скосом двух кромок (см.рис.8.1г).По характеру выполнения они бывают : односторонние (см.рис.8.1 в) и двухсторонние (см.рис. 8.1 а,б,г).

По форме сечения угловые швы подразделяют на нормальные, выполняемые м сечением в виде равнобедренного прямоугольного треугольника ; специальные с сечением в виде прямоугольного неравнобедренного треугольника с основанием, большим высоты ,вогнутые ,выпуклые. Наиболее распространены нормальные швы.

Наиболее распространены нормальные швы.

Угловые швы по расположению относительно силы, действующей на шов, различают: *лобовые*, расположен-

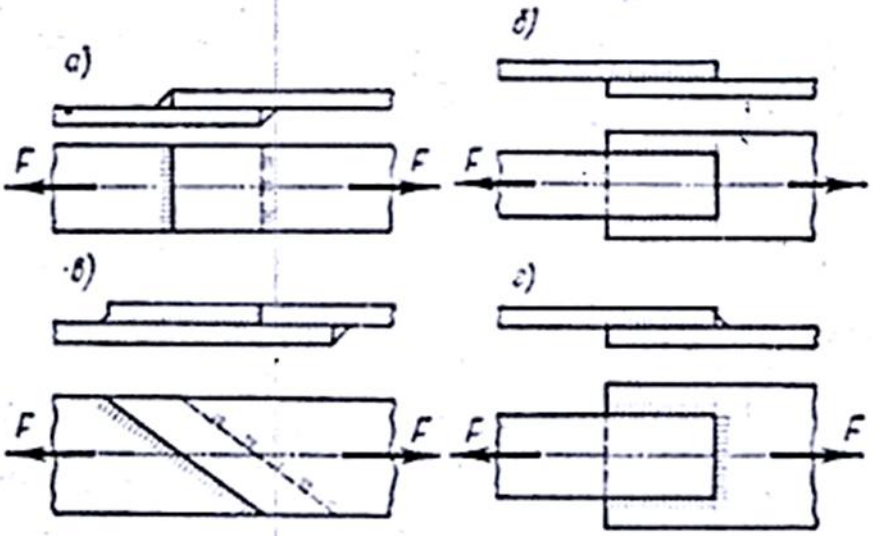


Рис. 8.3.

ные перпендикулярно направлению силы (рис. 8.3, *а*); *фланговые*, расположенные параллельно направлению силы (рис. 8.3 *б*); *косые*, расположенные под углом к направлению силы (рис. 8.3, *в*); *комбинированные*, состоящие из двух (рис. 8.3, *г*) или всех трех вышеуказанных швов.

Расчет сварных швов

Основное требование при проектировании сварных конструкций — обеспечение равнопрочности шва и соединяемых им деталей. В соответствии с этим требованием в зависимости от размеров и расположения свариваемых деталей устанавливают соответствующий тип шва данного соединения. Если сварное соединение осуществляется несколькими швами, то их располагают так, чтобы они были нагружены равномерно.

Для угловых швов размер катета шва выбирают в соответствии с толщинами соединяемых деталей — часто равным меньшей из них, а требуемую длину шва определяют из расчета на прочность. Возможно применение и более тонких швов, чем указано. В ряде случаев целесообразно назначать все размеры шва в соответствии с конструкцией, а затем выполнять *проверочный* расчет на прочность. Если его результаты оказываются неудовлетворительными, вносят соответствующие изменения в конструкцию и повторяют расчет.

При расчете на прочность стыковых швов утолщение (наплыв металла) не учитывают. В зависимости от работы стыкового шва его соответственно рассчитывают на растяжение (рис. 8.3):

$$\sigma_p' = F/(\delta l) \leq [\sigma_p']; \qquad (8.1)$$

на сжатие:

$$\sigma'_c = F/(\delta l) \leqslant [\sigma'_c], \qquad (8.2)$$

где σ'_p и σ'_c — соответственно расчетное напряжение в шве при растяжении и сжатии; F — сила, растягивающая или сжимающая соединяемые элементы; δ — толщина более тонкой свариваемой детали; l — длина шва; $[\sigma'_p]$ и $[\sigma'_c]$ — соответственно допускаемое напряжение для шва при растяжении и сжатии.

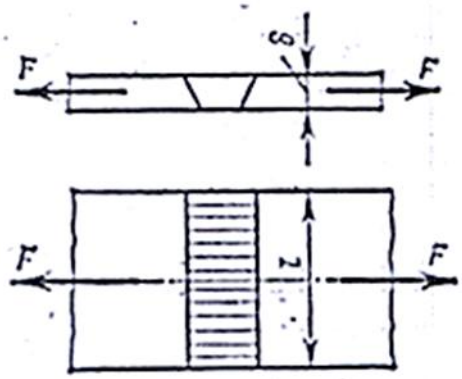


Рис. 8.4.

При действии на стыковой шов изгибающего момента M в плоскости приварки (рис. 8.5) расчет шва производят по формуле

$$\sigma' = 6M/(\delta l^2) \leqslant [\sigma'_p]. \qquad (8.3)$$

Если стыковой шов находится под действием того же момента M и растягивающей (или сжимающей) силы F (рис. 8.6), то такой шов рассчитывают по формуле

$$\sigma' = F/(\delta l) + 6M/(\delta l^2) \leqslant [\sigma'_p]. \qquad (8.4)$$

В формулах (8.3) и (8.4) $\delta l^2/6 = W$ — момент сопротивления расчетного сечения шва при изгибе; σ' — расчетное нормальное напряжение в шве.

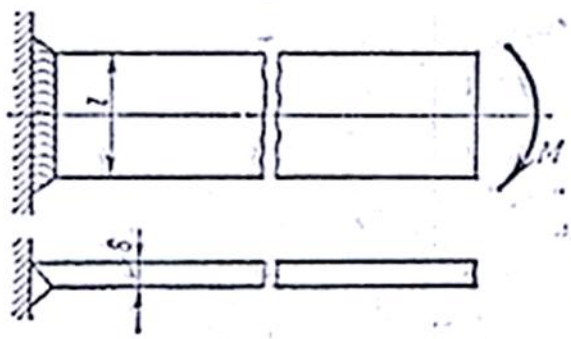


Рис. 8.5

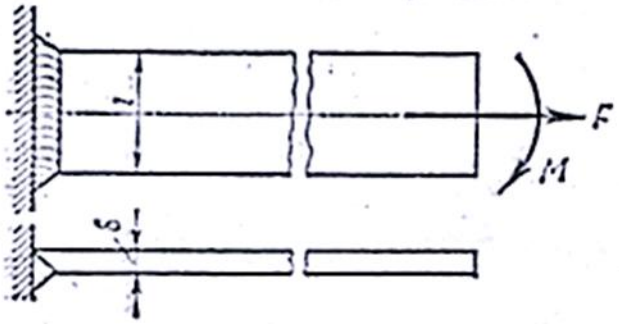


Рис. 8.6

Тема 28. Расчет соединений в нахлестку

У г л о в ы е ш в ы *рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва* (рис. 8.6). В расчетном сечении толщину углового шва принимают равной $0{,}7k$, где k — катет поперечного сечения шва.

При действии на угловой шов силы F (на рис. 8.7 силу $2F$ воспринимают два шва) его рассчитывают по формуле

$$\tau'_c = F/(0{,}7kl) \leqslant [\tau'_c], \qquad (8.5)$$

где τ'_c — расчетное напряжение среза в шве; l — длина шва; $[\tau'_c]$ — допускаемое напряжение на срез шва.

Длину углового лобового шва (рис. 8.7, *а*) обычно принимают равной ширине привариваемой детали. Длину углового флангового шва (рис. 8.7, *б*) обычно определяют расчетом шва на прочность:

$$l = F/(0{,}7k[\tau_c']). \qquad (8.6)$$

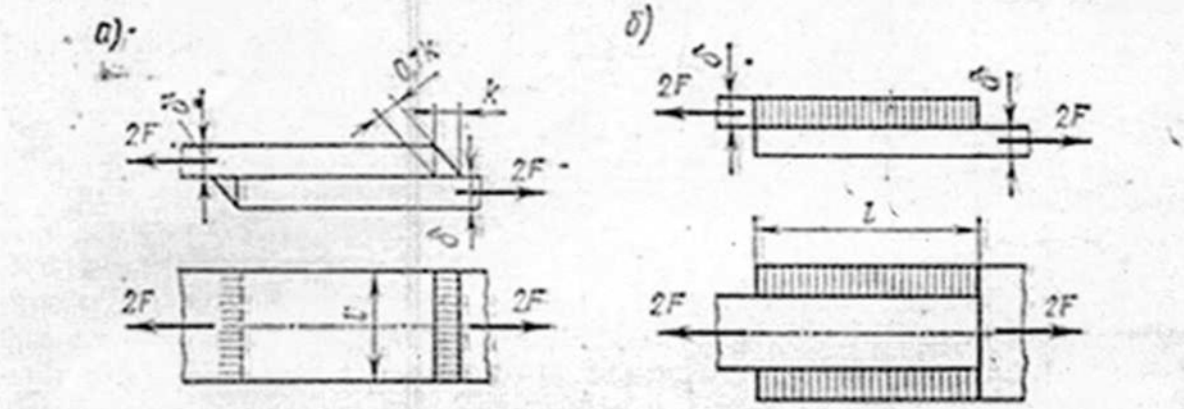


Рис. 8.7

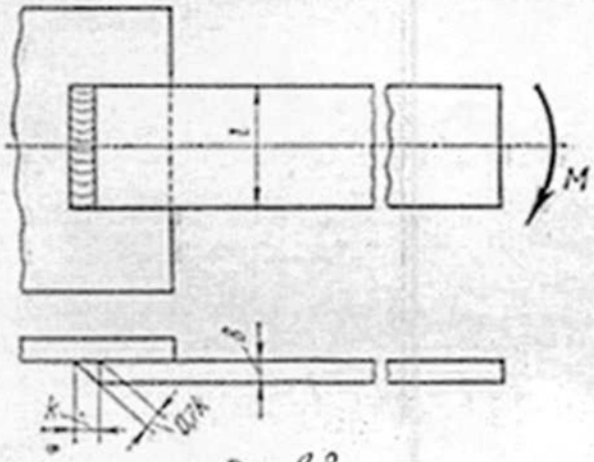


Рис. 8.8.

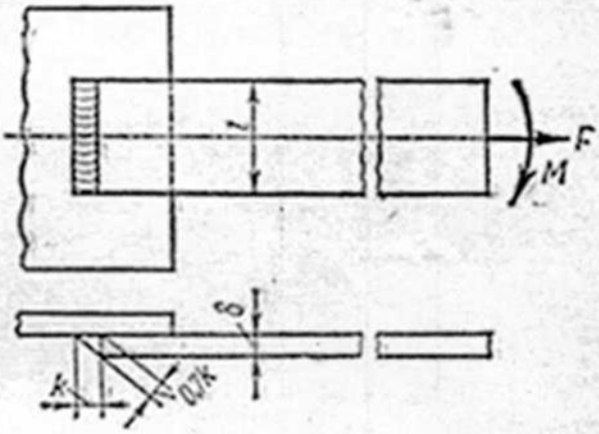


Рис. 8.9.

Если соединение угловым швом нагружено изгибающим моментом M в плоскости приварки (рис. 8.8), то расчет шва производят по формуле

$$\tau' = 6M/(0{,}7kl^2) \leqslant [\tau_c']. \qquad (8.7)$$

При действии на угловой шов изгибающего момента M и силы F, перпендикулярной шву (рис. 8.9), его рассчитывают по формуле

$$\tau' = F/(0{,}7kl) + 6M/(0{,}7kl^2) \leqslant [\tau_c']. \qquad (8.8)$$

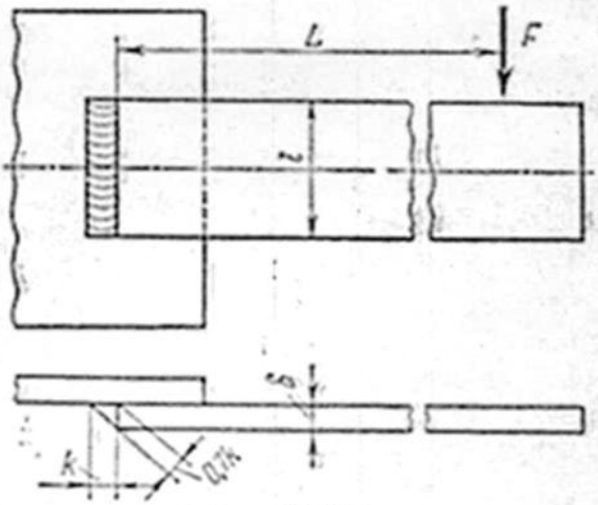


Рис. 8.10

Угловой шов, показанный на рис. 8.10, на который действуют изгибающий момент $M = Fl$ и сила F, параллельная шву, рассчитывают по формуле

$$\tau' = \sqrt{[F/(0{,}7kl)]^2 + [6Fl/(0{,}7kl^2)]^2} \leqslant [\tau_c']. \qquad (8.9)$$

В формулах (8.5). . .(8.9) $0{,}7kl^2/6 = W$ — момент сопротивления расчетного сечения шва при изгибе, τ' — расчетное касательное напряжение в шве.

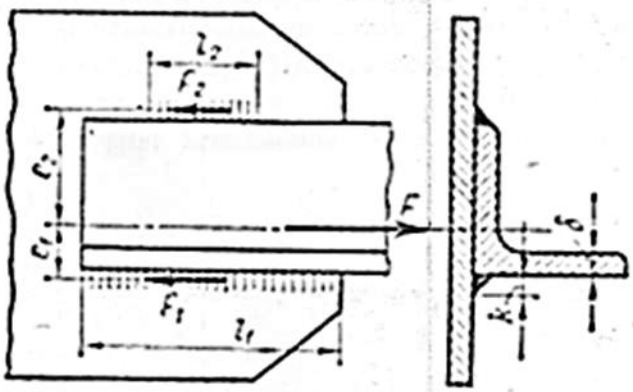


Рис. 8.11

В случае несимметричных угловых фланговых швов, посредством которых приваривают деталь несимметричного профиля, например уголок (рис. 8.11), каждый из этих швов рассчитывают по своей нагрузке. При действии силы F на уголок сварного соединения, показанного на рис. 8.11, силы, действующие на швы, определяют следующим образом:

$$F_1 + F_2 = F \text{ и } F_1 e_1 = F_2 e_2,$$

откуда

$$F_1 = Fe_2/(e_1 + e_2) \qquad (8.10)$$

и

$$F_2 = Fe_1/(e_1 + e_2). \qquad (8.11)$$

Очевидно, что длины швов в этом соединении при одинаковых сечениях должны быть пропорциональны нагрузкам на них, т. е.

$$l_1/l_2 = F_1/F_2. \qquad (8.12)$$

Расчет углового комбинированного шва рассмотрим на примере наиболее распространенного шва, представленного на рис. 8.12. При действии на угловой комбинированный шов силы F (рис. 8.12, *а*) производят проверочный расчет:

$$\tau'_c = F/[0{,}7k(l_1 + 2l_2)] \leqslant [\tau'_c] \qquad (8.13)$$

и проектный:

$$l_2 = 0{,}5\{[F/(0{,}7k[\tau'_c])] - l_1\}. \qquad (8.14)$$

При действии на угловой комбинированный шов (рис. 8.12, *б*) изгибающего момента M производят проверочный расчет:

$$\tau'_{c\max} = M\rho_{\max}/I_p \leqslant [\tau'_c], \qquad (8.15)$$

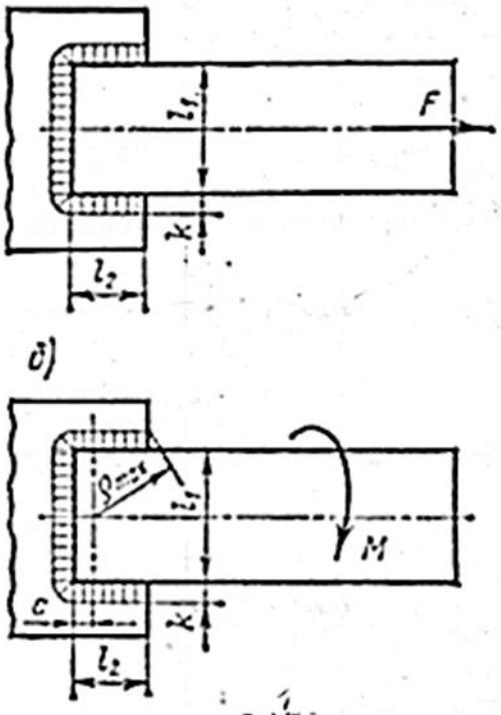


Рис. 8.12

где $\tau'_{c\max}$ — максимальное расчетное напряжение в точке шва, наиболее удаленной от центра тяжести площади опасных сечений; $\rho_{\max}$ — расстояние от указанного центра тяжести до наиболее удаленной

В формулах (8.5). . .(8.9) $0{,}7kl^2/6 = W$ — момент сопротивления расчетного сечения шва при изгибе, τ' — расчетное касательное напряжение в шве.

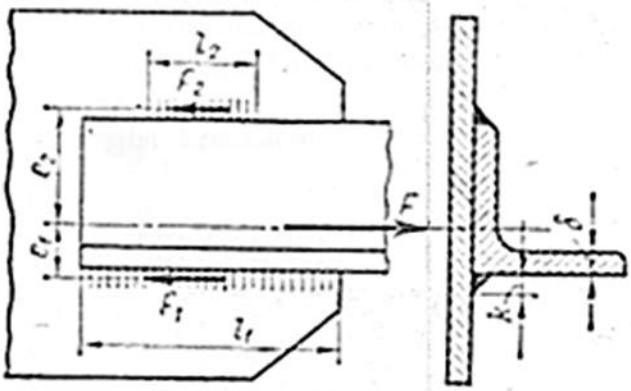


Рис. 8.11

В случае несимметричных угловых фланговых швов, посредством которых приваривают деталь несимметричного профиля, например уголок (рис. 8.11), каждый из этих швов рассчитывают по своей нагрузке. При действии силы F на уголок сварного соединения, показанного на рис. 8.11, силы, действующие на швы, определяют следующим образом:

$$F_1 + F_2 = F \text{ и } F_1 e_1 = F_2 e_2,$$

откуда

$$F_1 = Fe_2/(e_1 + e_2) \qquad (8.10)$$

и

$$F_2 = Fe_1/(e_1 + e_2). \qquad (8.11)$$

Очевидно, что длины швов в этом соединении при одинаковых сечениях должны быть пропорциональны нагрузкам на них, т. е.

$$l_1/l_2 = F_1/F_2. \qquad (8.12)$$

Расчет углового комбинированного шва рассмотрим на примере наиболее распространенного шва, представленного на рис. 8.12. При действии на угловой комбинированный шов силы F (рис. 8.12, *а*) производят проверочный расчет:

$$\tau'_c = F/[0{,}7k(l_1 + 2l_2)] \leqslant [\tau'_c] \qquad (8.13)$$

и проектный:

$$l_2 = 0{,}5\{[F/(0{,}7k[\tau'_c])] - l_1\}. \qquad (8.14)$$

При действии на угловой комбинированный шов (рис. 8.12, *б*) изгибающего момента M производят проверочный расчет:

$$\tau'_{c\max} = M\rho_{\max}/I_p \leqslant [\tau'_c], \qquad (8.15)$$

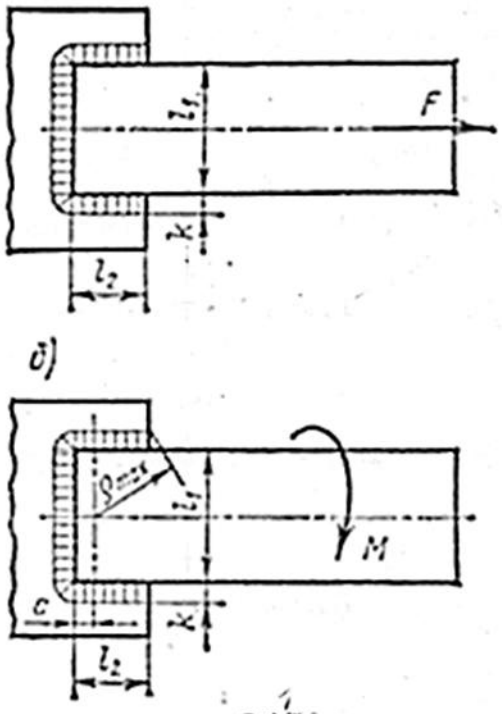


Рис. 8.12

где $\tau'_{c\max}$ — максимальное расчетное напряжение в точке шва, наиболее удаленной от центра тяжести площади опасных сечений; $\rho_{\max}$ — расстояние от указанного центра тяжести до наиболее удаленной

точки шва; I_p — полярный момент инерции площади опасных сечений шва относительно центра тяжести этой площади.

Для рассмотренного шва (рис. 3.12, *б*) положение центра тяжести определяется размером c:

$$c = l_2^2/(l_1 + 2l_2). \tag{3.16}$$

Как следует из чертежа,

$$\rho_{max} = \sqrt{(l_2/2)^2 + (l_1 - c)^2}. \tag{3.17}$$

Полярный момент инерции площади сечения шва I_p определяется как сумма осевых моментов I_x и I_y, т. е.

$$I_p = I_x + I_y = I_{x_1} + I_{y_1} + I_{x_2} + I_{y_2},$$

где момент инерции с индексом 1 относится к лобовому шву, а с индексом 2 — к фланговому шву. Для вычисления (рис. 3.12 *б*) рекомендуется пользоваться формулой

$$I_p = 0{,}7k\left\{\left(\frac{l_1^3}{12} + l_1c^2\right) + 2\left[\frac{(l_2 - c)^3 + c^3}{3} + \frac{l_2^2 l_2}{4}\right]\right\}. \tag{3.18}$$

При действии на комбинированный шов кроме момента M продольной или поперечной силы расчетные напряжения определяются так же, как и в случае простых сварных швов [см. формулы (3.8) и (3.9)].

Диаметр отверстий пробочных швов (см. рис. 3.2, *а*) принимают $d = 2\delta$. Прорези прорезных швов (см. рис. 3.2, *б*) принимают шириной $b = 2\delta$ и длиной $l = (10 \ldots 25)\delta$.

Подобно угловым, пробочные, прорезные и проплавные швы *рассчитывают на срез*:

$$\tau_c' = F/A \leqslant [\tau_c'], \tag{3.19}$$

где F — сила, действующая на пробочный, прорезной или проплавной шов; A — расчетная площадь сечения шва.

При расчете машиностроительных конструкций из низкоуглеродистых, среднеуглеродистых и низколегированных сталей допускаемые напряжения сварных швов *при статических нагрузках* принимают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение основного металла $[\sigma_p]$.

Метод сварки	При растяжении $[\sigma_p']$	При сжатии $[\sigma_c']$	При срезе $[\tau_c']$
Автоматическая, ручная электродами Э42А и Э50А в защитном газе	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0{,}65\,[\sigma_p]$
Ручная электродами обыкновенного качества	$0{,}9\,[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0{,}6\,[\sigma_p]$

При переменных нагрузках значения допускаемых напряжений снижают умножением на коэффициент γ:

$$\gamma = 1/[(aK_\sigma \pm b) - (aK_\sigma \mp b)R, \tag{3.20}$$

где K_δ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; R — коэффициент асимметрии цикла; a и b — числовые коэффициенты. Верхние знаки в этой формуле принимают, если больше абсолютное значение растягивающего напряжения, а нижние — сжимающего.

Для углеродистых сталей принимают $a=0{,}58$ и $b=0{,}26$, а для низколегированных $a=0{,}65$ и $b=0{,}3$. Значение эффективных коэффициентов концентрации напряжений K_σ для стали можно принимать в зависимости от типа шва следующими:

	Низкоуглеродистая сталь	Низколегированная сталь
Стыковые с полным проваром	1,2	1,4
Угловые лобовые	2,0	2,5
Фланговые	3,5	4,5

Пример 8.1.

Рассчитать стыковой шов, соединяющий две полосы из: а) стали Ст2; б) стали 30. Толщина полос:

а) $s=8$ мм, б) $s=12$ мм. Сила, растягивающая соединение:

а) $Q=50$ кН; б) $Q=115$ кН. Сварка ручная электродом: а) Э34; б) Э50.

Решение. а) 1. Определяем допускаемое напряжение растяжения соединяемых полос. Принимая для стали Ст2 $\sigma_т=200$ МПа, и $[n]=1{,}4$, получаем

$$[\sigma_р]=\sigma_т/[n]=200/1{,}4\approx140 \text{ МПа}.$$

2. С помощью табл. определяем допускаемое напряжение шва при растяжении (3-й вид технологического процесса):

$$[\sigma_р]_э=0{,}6\,[\sigma_р]=0{,}6\cdot140=84 \text{ МПа}.$$

3. Из уравнения прочности $\sigma_р=Q/(ls)\leqslant[\sigma_р]_э$ получаем

$$l\geqslant Q/(s\,[\sigma_р]_э)=50\cdot10^3/(8\cdot10^{-3}\cdot84\cdot10^6)=74{,}4\cdot10^{-3} \text{ м}.$$

Прибавляя примерно 10 мм на возможные непровар в начале и кратер в конце шва, принимаем $l = 85$ мм.

Пример 8.2. Рассчитать лобовой шов, соединяющий два листа толщиной $s = 8$ мм, из: а) стали Ст3, б) стали 30, если: а) $Q = 100$ кН, б) $Q = 120$ кН. Сварка ручная электродом Э42.

Решение. а) 1. Определяем допускаемое напряжение растяжения основного металла, принимая для стали Ст3 $\sigma_т = 225$ МПа и $[n] = 1{,}45$:

$$[\sigma_р] = \sigma_т/[n] = 225/1{,}45 = 155 \text{ МПа}.$$

2. С помощью табл. вычисляем допускаемое напряжение шва при срезе (2-й технологический процесс):

$$[\tau_{ср}]_э = 0{,}6\,[\sigma_р] = 0{,}6 \cdot 155 = 93 \text{ МПа}.$$

3. Из уравнения прочности

$$\tau_{ср} = Q/(0{,}7kL) = Q/(0{,}7k \cdot 2l) \leqslant [\tau_{ср}]_э,$$

принимая $k = s = 8$ мм, получаем

$$l \geqslant Q/(1{,}4k\,[\tau_{ср}]_э) = 100 \cdot 10^3/(1{,}4 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 9{,}3 \cdot 10^6) = 95{,}9 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Учитывая возможность технологических дефектов сварки, принимаем $l = 105$ мм.

Пример 8.3. Рассчитать сварное нахлесточное соединение фланговыми швами полосы с косынкой из стали Ст3, если: а) $Q = 80$ кН, б) $b = 200$ мм; в) $Q = 100$ кН, $b = 300$ мм. Сварка произведена электродом Э42.

Решение. а) 1. Определяем допускаемое напряжение растяжения соединяемых деталей, принимая $\sigma_т = 225$ МПа и $[n] = 1{,}45$:

$$[\sigma_р] = \sigma_т/[n] = 225/1{,}45 = 155 \text{ МПа}.$$

2. С помощью табл. вычисляем допускаемое напряжение шва при срезе:

$$[\tau_{ср}]_э = 0{,}6\,[\sigma_р] = 0{,}6 \cdot 155 = 93 \text{ МПа}.$$

3. Из уравнения прочности при растяжении

$$\sigma_р = Q/S_р = Q/(bs) \leqslant [\sigma]_р$$

определяем толщину полосы:

$$s \geqslant Q/(b\,[\sigma_р]) = 80 \cdot 10^3/(200 \cdot 10^{-3} \cdot 155 \cdot 10^6) = 2{,}58 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

принимаем $s = 3$ мм.

4. Принимая катет шва $k = s = 3$ мм, из уравнения прочности

$$\tau_{ср} = Q/(0{,}7kL) = Q/(0{,}7k \cdot 2l) \leqslant [\tau_{ср}]_э$$

определяем требуемую длину шва:

$$l \geqslant Q/(1{,}4k\,[\tau_{ср}]_э) = 80 \cdot 10^3/(1{,}4 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 93 \cdot 10^6) = 0{,}205 \text{ м}.$$

Учитывая возможность технологических дефектов сварки, принимаем $l = 215$ мм.

Пример 8.4. Определить длину фланговых швов, обеспечивающих прочность соединения равнополочного (равнобокого) уголка и косынки (см. рис. 8.13), если размеры поперечного сечения уголка (его профиль): а) 70×70×6, б) 50×50×4; материал — сталь Ст3. Сварка ручная электродом Э42.

Решение. а) 1. По таблице справочника (СТ СЭВ 104—74) для равнополочного уголка профиля 70×70×6 принимаем $b = 70$ мм, $t = 6$ мм, $S_\angle = 813$ мм², $C_x = 19{,}3$ мм.

2. Вычисляем допускаемое напряжение при растяжении основного материала, принимая $\sigma_т = 225$ МПа для стали Ст3 и $[n] = 1{,}45$:

$$[\sigma_р] = \sigma_т/[n] = 225/1{,}45 = 155 \text{ МПа}.$$

3. Исходя из уравнения прочности уголка на растяжение $\sigma_р = Q/S_\angle \leqslant [\sigma_р]$, определяем допускаемое значение растягивающей силы:

$$[Q] = [\sigma_р]\,S_\angle = 155 \cdot 813 = 126 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

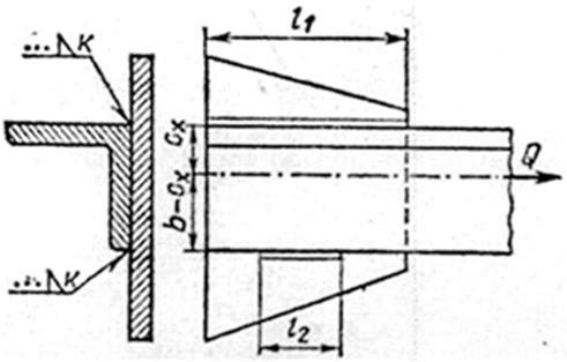


Рисунок 8.13

По этой силе ведем расчет шва, т. е. обеспечим равнопрочность уголка на растяжение и шва на срез.

4. С помощью табл. вычисляем допускаемое напряжение шва при срезе:

$$[\tau_{ср}]_э = 0{,}6\,[\sigma_р] = 0{,}6 \cdot 155 = 93 \text{ МПа}.$$

5. Из уравнения прочности швов

$$\tau_{ср} = Q/(0{,}7kL) \leqslant [\tau_{ср}]_э$$

определяем их суммарную длину, принимая $k = t = 6$ мм:

$$L \geqslant Q/(0{,}7k\,[\tau_{ср}]_э) = 126 \cdot 10^3/(0{,}7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 93 \cdot 10^6) = 0{,}32 \text{ м}.$$

6. По формулам (237) при $b = 70$ мм и $C_x = 19{,}3$ мм определяем l_1 и l_2:

$$l_1 = L\,(b - C_x)/b = 320\,(70 - 19{,}3)/70 = 231 \text{ мм},$$
$$l_2 = LC_x/b = 320 \cdot 19{,}3/70 = 89 \text{ мм}.$$

Учитывая возможность технологических дефектов сварки, окончательно принимаем $l_1 = 240$ мм, $l_2 = 100$ мм.

соединений. Допускаемое напряжение на срез можно принимать для паяных швов из оловянно-свинцовых припоев $[\tau'_с] = 20...30$ МПа, из медноцинковых припоев $[\tau'_с] = 175...230$ МПа.

Раздел 9. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Тема 29. Основные типы.

Из соединений деталей, выполняемых с натягом, наиболее распространены *цилиндрические*, т. е. такие, в которых одна деталь охватывает другую по цилиндрической поверхности. Примеры: соединение бандажа с центром колеса и центра колеса с осью железнодорожного вагона (рис. 9.1, *а*), соединение зубчатого червячного венца (рис. 9.1, *б*) или зубчатого колеса с его центром и т. п.

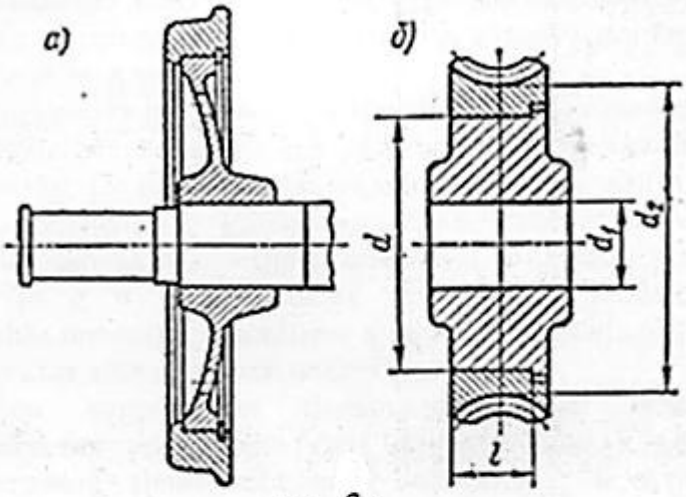


Рис. 9.1

Необходимый натяг осуществляется изготовлением соединяемых деталей с требуемой разностью их посадочных размеров. Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта деталей.

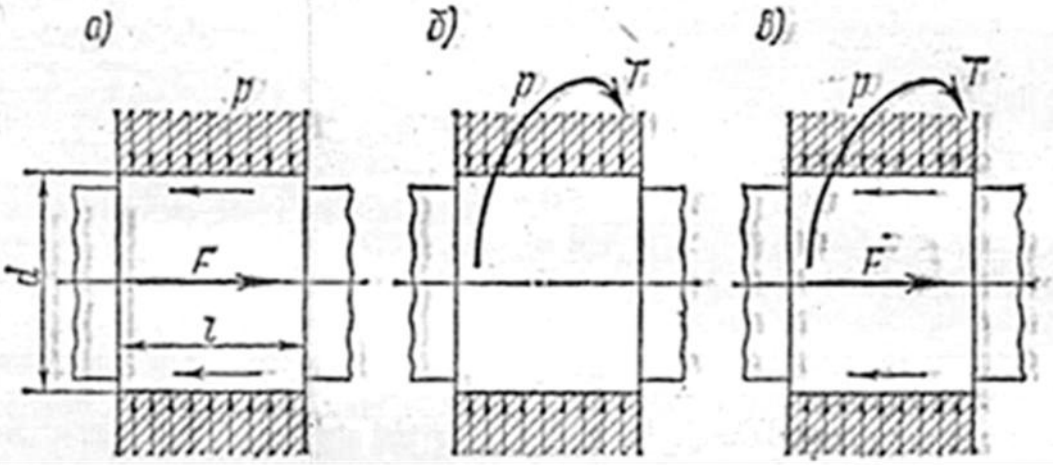
Достоинства цилиндрических соединений с натягом: простота конструкции, хорошее центрирование соединяемых деталей, возможность восприятия больших нагрузок и хорошее восприятие динамических нагрузок. Хотя соединения деталей с натягом обычно относят к неразъемным, однако цилиндрические соединения допускают разборку (распрессовку) и сборку (запрессовку) деталей. *Недостатки* цилиндрических соединений с натягом: сложность сборки и разборки соединений, возможность уменьшения натяга соединяемых деталей и повреждения их посадочных поверхностей при сборке (запрессовке), требование пониженной шероховатости посадочных поверхностей и повышенной точности изготовления.

Надежность соединения с натягом в основном зависит от размера натяга, который принимается в соответствии с выбранной посадкой, установленной стандартной системой допусков и посадок.

По способу сборки различают цилиндрические соединения с натягом, *собираемые запрессовкой* и *с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали*. Надежность соединения, собираемого с нагревом или охлаждением, примерно в 1,5 раза выше, чем у

соединения, собираемого запрессовкой, так как при запрессовке неровности контактных поверхностей деталей частично срезаются и сглаживаются, что ослабляет прочность соединения.

Значение натяга и соответственно вид посадки соединения с натягом определяются в зависимости от требуемого давления на посадочной поверхности соединяемых деталей. Давление p должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, полностью противодействовали внешним силам, действующим на детали соединения.



Взаимная неподвижность деталей цилиндрического соединения обеспечивается соблюдением следующих условий: при нагружении соединения осевой силой F (рис. 9.2, *а*) должно быть $F \leqslant f\pi dlp$, откуда требуемое давление на поверхности контакта

$$p \geqslant F/(f\pi dl); \qquad (9.1)$$

при нагружении соединения крутящим моментом T (рис. 9.2, *б*) необходимо, чтобы $T \leqslant f\pi dlpd/2$, откуда

$$p \geqslant 2T/(f\pi d^2 l); \qquad (9.2)$$

при нагружении соединения одновременно осевой силой F и крутящим моментом T (рис. 9.2, *в*) должно быть $\sqrt{F^2 + (2T/d)^2} \leqslant f\pi dlp$, откуда

$$p \geqslant \sqrt{F^2 + (2T/d)^2}/(f\pi dl), \qquad (9.3)$$

где f — коэффициент трения; d и l — диаметр и длина посадочной поверхности.

Так как в быстровращающихся соединениях давление на посадочной поверхности деталей может быть ослаблено центробежными силами, действующими на детали, то для обеспечения надежности этих соединений давление на контактной поверхности увеличивают с учетом действующих центробежных сил. При расчетах соединений стальных и чугунных деталей коэффициент трения принимают: при сборке с запрессовкой $f = 0{,}08$ и при сборке с нагревом охватывающей детали $f = 0{,}14$. Если одна из соединяемых деталей стальная или чу-

гунная, а другая — латунная или бронзовая, то рекомендуется принимать $f=0{,}05$.

Расчетный натяг цилиндрического соединения N_p (рис. 9.3, *а*) связан с посадочным давлением p следующей зависимо-

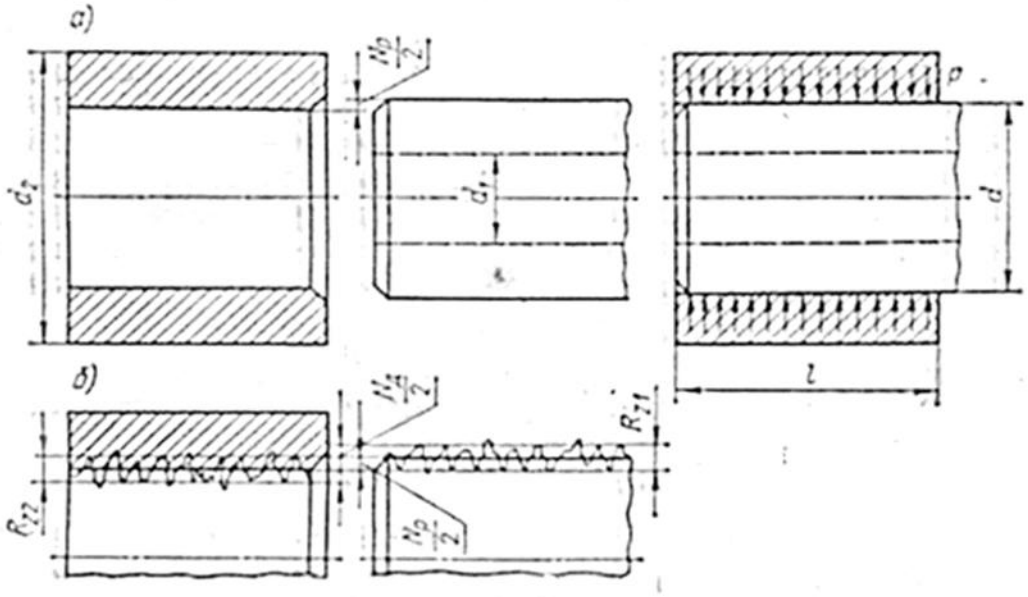


Рис. 9.3

стью, вытекающей из формулы Ляме, вывод которой приведен в курсе сопротивления материалов:

$$N_p = pd\,(c_1/E_1 + c_2/E_2), \qquad (9.4)$$

где $c_1=[1+(d_1/d)^2]/[1-(d_1/d)^2]-\mu_1$ и $c_2=[1+(d/d_2)^2]/[1-(d/d_2)^2]+\mu_2$. Здесь d — посадочный диаметр; d_1 — диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения $d_1=0$); d_2 — наружный диаметр охватывающей детали; E_1 и E_2 — модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей; μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей (для стали $\mu\approx0{,}3$; для чугуна $\mu\approx0{,}25$; для бронзы $\mu\approx0{,}35$).

Тема 30. Расчет потребного натяга

При сборке соединения неровности контактных поверхностей деталей срезаются и сглаживаются (рис. 3.3, *б*); для компенсации этого действительный натяг $N_д$ соединения должен быть больше расчетного натяга $N_р$, вычисляемого по формуле (9.4). Зависимость между $N_д$ и $N_р$ выражается формулой

$$N_д = N_р + 1{,}2\,(R_{z1} + R_{z2}), \qquad (9.5)$$

где R_{z1} и R_{z2} — высоты неровностей профилей по десяти точкам сопрягаемых поверхностей, принимаемые по ГОСТ 2.789-

. По значению $N_д$ подбирают соответствующую стандартную посадку, у которой для надежности соединения наименьший натяг $N_м$ должен быть равен $N_д$ или близок к нему.

При сборке цилиндрического соединения с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали необходимая разность температур соединяемых деталей

$$t = (N_6 + S_{м.д})/(\alpha d), \qquad (9.6)$$

где N_6 — наибольший натяг выбранной для соединения посадки; $S_{м.д}$ — зазор, необходимый для сборки соединения; α — температурный коэффициент линейного расширения нагреваемой или охлаждаемой детали; для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$, для чугуна $\alpha = 10{,}5 \cdot 10^{-6}$, для оловянных броиз $\alpha = 17 \cdot 10^{-6}$, для латуни $\alpha = 18 \cdot 10^{-6}$, для алюминиевых сплавов $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}$; d — номинальный посадочный диаметр.

При проверке прочности деталей цилиндрического соединения необходимо исходить из наибольшего возможного натяга N_6 выбранной посадки и соответствующего ему наибольшего расчетного натяга

$$N_{6.р} = N_6 - 1{,}2\,(R_{z1} + R_{z2}), \qquad (9.7)$$

а также возможного максимального давления на контактной поверхности соединяемых деталей

$$p = N_{6.р}/[d\,(c_1/E_1 + c_2/E_2)]. \qquad (9.8)$$

Для охватывающей детали, как известно из курса сопротивления материалов, опасными являются точки ее внутренней поверхности. Для этих точек радиальное σ_r и окружное σ_t нормальные напряжения определяют по формулам (рис. 5.4)

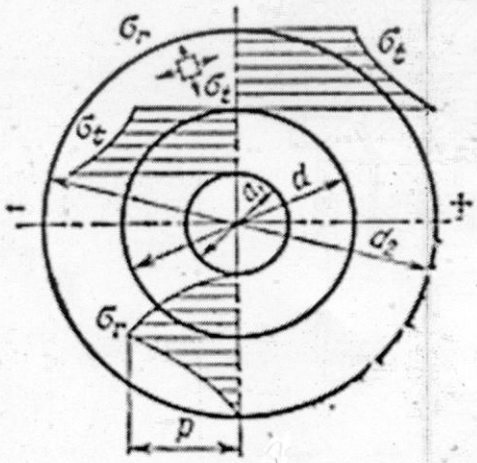


Рис. 9.4

$$\sigma_r = -p; \qquad (9.9)$$

$$\sigma_t = \{[1 + (d/d_2)^2]/[1 - (d/d_2)^2]\}\,p. \qquad (9.10)$$

В этих точках возникает плоское напряженное состояние, при этом главные напряжения $\sigma_1 = \sigma_t$; $\sigma_2 = 0$ и $\sigma_3 = \sigma_r$. Условие прочности для охватывающей детали из пластичного материала по гипотезе наибольших касательных напряжений (третьей теории прочности)

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2p/[1 - (d/d_2)^2] \leqslant [\sigma_p]. \qquad (9.11)$$

Для охватываемой детали кольцевого поперечного сечения опасны также точки внутренней поверхности. В этих точках возникает одноосное сжатие, при этом

$$\sigma_3' = \sigma_t' = -2p/[1 - (d_1/d)^2] \qquad (9.12)$$

(штрихи даны, чтобы разграничить обозначения напряжений для охватывающей и охватываемой деталей).

Условие прочности для охватываемой детали, составленное, как и для охватывающей детали, по третьей теории прочности, имеет вид

$$\sigma_{экв}' = -\sigma_3' = 2p/[1 - (d_1/d)^2] \leqslant [\sigma_p']. \qquad (9.13)$$

Если охватываемая деталь представляет собой сплошной вал, то в любой его точке возникает двухосное сжатие; главные напряжения σ_2' и σ_3' одинаковы, а $\sigma_1'=0$:

$$\sigma_2' = \sigma_3' = -p. \qquad (9.14)$$

Условие прочности в этом случае

$$\sigma'_{экв} = -\sigma_3' = p \leqslant [\sigma_p']. \qquad (9.15)$$

На основании практических данных установлено, что цилиндрические соединения с натягом могут быть вполне надежными даже при наличии на внутренней поверхности охватывающей детали пластических деформаций. Это обстоятельство позволяет принимать при расчетах более высокие, чем обычно, допускаемые напряжения.

Раздел 10 Смазочные и уплотнительные устройства

Тема 31.Смазочные материалы

Смазочные материалы в машинах применяют с целью уменьшения интенсивности изнашивания, снижения сил трения, отвода от трущихся поверхностей теплоты и продуктов изнашивания, а также для предохранения деталей от коррозии. Снижение сил трения благодаря смазке обеспечивает повышение КПД машин. Кроме того, бо́льшая стабильность коэффициента трения и демпфирующие свойства слоя смазочного материала между взаимодействующими поверхностями способствуют снижению динамических нагрузок, увеличению плавности и точности работы машин.

В зависимости от условий работы применяют жидкие, пластичные и твердые смазочные материалы. Наибольшее распространение имеют нефтяные жидкие масла. К ним относятся индустриальные масла общего назначения и специальные масла, первоначальное назначение которых отражено в их названиях: турбинные (для смазывания подшипников и вспомогательных механизмов турбоагрегатов), авиационные, трансмиссионные, автомобильные и т. д. Практическое применение специальных масел значительно шире их первоначального назначения. Сведения о вязкости и температуре застывания распространенных базовых масел (без присадок) приведены в табл. 1.

Имеющиеся в настоящее время синтетические масла обладают лучшими показателями по температуре застывания, температуре вспышки и зависимости вязкости от температуры. Из-за сравнительно высокой стоимости этих масел они используются только в тех случаях, когда нефтяные масла неприменимы.

Пластичные смазочные материалы представляют собой загущенные масла или смеси масел с включением различных присадок. Для них свойственно отсутствие свободной текучести и способность удерживаться на смазываемых поверхностях независимо от их ориентации в пространстве. Наибольшее распространение имеют смазочные материалы, приведенные в табл. 2.

Твердые смазочные материалы (графит, дисульфид молибдена и др.) применяют в том случае, если невозможно применение жидких или пластичных смазочных материалов, например, когда недопустимо их попадание в рабочую среду или когда из-за условий работы пар трения (агрессивная среда, температура, радиация и пр.) обычные смазки неработоспособны. Часто дисульфид молибдена добавляют к жидким маслам и пластичным смазочным материалам для улучшения их противозадирных свойств. Графит также используется как компонент в графитной смазке (ГОСТ 3333–), применяемой для смазывания открытых зубчатых колес прокатных станов, рессор автомобилей и других высоконагруженных узлов трения.

Таблица 10.1

Нефтяные смазочные масла

Марка масел	Вязкость $\nu \cdot 10^6$, $м^2/с$, при 50°С (при 100°С)	Температура застывания, °С	Марка масел	Вязкость $\nu \cdot 10^6$, $м^2/с$, при 50°С (при 100°С)	Температура застывания, °С
Индустриальные (ГОСТ 20799 – 75)*:			Турбинные (ГОСТ 32 – 74):		
И-5А	4 – 5	– 25	$Т_{22}$	20 – 23	– 15
И-8А	6 – 8	– 20	$Т_{30}$	28 – 32	– 10
И-12А	10 – 14	– 30	$Т_{46}$	44 – 48	– 10
И-20А	17 – 23	– 15	$Т_{57}$	55 – 59	–
И-25А	24 – 27	– 15	Авиационные (ГОСТ 21743 – 76):		
И-30А	28 – 33	– 15			
И-40А	35 – 45	– 15	МС-14	92(14)	– 30
И-50А	47 – 55	– 20	МС-20	161(20,5)	– 18
И-70А	65 – 75	– 10	МК-22	192,5(22)	– 14
И-100А	90 – 118	– 10	МС-20С	– (20)	– 18

* Для передач общего назначения следует выбирать индустриальные масла.

Таблица 10.2

Пластичные смазочные материалы

Смазочный материал	ГОСТ	Температурные пределы работоспособности, °С	Область применения
Смазка универсальная среднеплавкая (солидол жировой) УС-2	1033 – 79	(– 25) – (+ 65)	Узлы трения скольжения и качения
Солидол синтетический С	4366 – 76	(– 20) – (+ 65)	Заменитель УС-2
Смазка жировая 1-13	1631 – 61	(– 20) – (+ 110)	Подшипники качения: для повышения химической стабильности вводятся присадки
Смазка ЦИАТИМ-201	6267 – 74	(– 60) – (+ 90)	Приборы и механизмы, эксплуатируемые при низких температурах
Смазка ЦИАТИМ-202	11110 – 75	(– 50) – (+ 120)	Подшипники качения, работающие в широком диапазоне температур
Смазка ЦИАТИМ-203	8773 – 73	(– 50) – (+ 90)	Механизмы, работающие при высоких удельных нагрузках

Выбор вязкости масла

Экономичность и долговечность машин в большой степени зависят от правильности выбора смазочного материала. Обычно значения коэффициентов трения в парах трения снижаются с ростом вязкости смазочного материала, но вместе с тем повышаются гидромеханические потери на перемешивание смазочного материала. Вопрос правильного выбора вязкости масла сводится к определению некоторого оптимального ее значения на основе опыта изготовления и эксплуатации узлов машин, а также рекомендаций теории смазывания.

Для смазывания зубчатых передач со стальными зубьями ориентировочное значение вязкости масла определяется по рис. 10.1 (заштрихованная зона) в зависимости от фактора $\chi_{э.п}$

$$\chi_{э.п} = 10^{-5} H_{HV} \sigma_H^2 / v, \qquad (10.1)$$

где H_{HV} – твердость по Виккерсу активных поверхностей зубьев; σ_H – контактные напряжения, МПа (см. стр. 33); v – окружная скорость в зацеплении, м/с.

Из рекомендуемого диапазона значений вязкости выбирают величину, наиболее соответствующую конкретным условиям. Например, при температуре окружающего воздуха ниже +10 °С и для передач высокой точности следует принимать наименьшее значение вязкости. Верхний предел рекомендуется назначать при зубчатых колесах из стали одной марки или, если хотя бы одно из них выполнено из никелевой или хромоникелевой стали.

Ориентировочные значения вязкости масел для червячных передач определяют по рис. 19.2 (заштрихованная зона) в зависимости от величины $\chi_{ч.п}$

$$\chi_{ч.п} = 10^{-3} \sigma_H^2 / v_s, \qquad (10.2)$$

где σ_H – см. на стр. 101; v_s – скорость скольжения в зацеплении, м/с

Противозадирные свойства минеральных масел, применяемых в червячных передачах, повышают добавлением 3 – 10% растительных или животных жиров, поскольку обычные противозадирные присадки оказывают корродирующее действие на бронзовые червячные колеса.

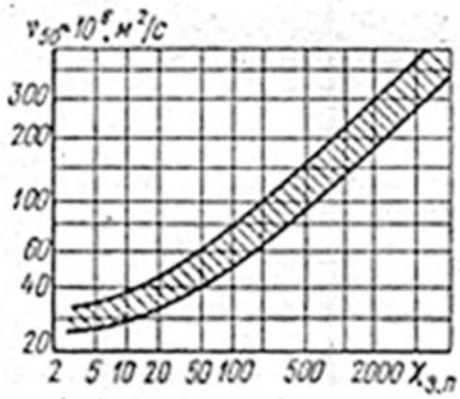


Рис. 10.1. Вязкость нелегированных нефтяных масел для стальных зубчатых передач

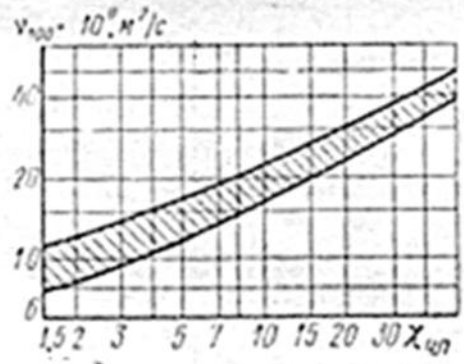


Рис. 10.2. Вязкость нелегированных нефтяных масел для червячных передач

При подборе масел для многоступенчатых редукторов с общей масляной ванной выбирают промежуточное значение вязкости между требуемыми значениями для тихоходной и быстроходной ступеней. Для смазывания подшипников в общем машиностроении применяют жидкие масла и пластичные смазочные материалы. В подшипниковых устройствах с индивидуальным смазыванием, несмотря на недостатки в отношении вязких потерь и теплоотвода, применяют пластичные смазочные материалы, обеспечивающие лучшую коррозионную защиту и не требующие сложных уплотнений и частого контроля.

В редукторах, коробках передач, станках и других устройствах, содержащих зацепления, подшипники качения обычно смазываются смазочным материалом, применяемым для зацеплений. Если же смазочный материал выбирается исходя из условий работы подшипников, то рекомендуется назначать вязкость $(10 \div 30)\,10^{-6}$ м^2/с при рабочей температуре. Бо́льшие значения вязкости соответствуют случаям высоконагруженных подшипников со сравнительно низкой окружной скоростью. Более вязкие масла применяются также для смазывания роликовых сферических, конических и упорных подшипников, так как в подшипниках этих типов имеет место повышенное трение скольжения тел качения о дорожки и сепаратор.

Смазывание передач

Под смазыванием понимается подведение смазочного материала к поверхностям трения. В зависимости от условий работы узлов назначают виды смазывания (ГОСТ 18273–72), которые характеризуют как время, так и способ подвода и нанесения смазочного материала на поверхности трения.

В отношении цикличности подачи смазочного материала различают: непрерывное, периодическое, ресурсное (один раз за весь ресурс), предварительное (нанесение смазочного материала на поверхности до работы деталей), предпусковое (перед каждым пуском) и другие виды смазывания.

Способы подвода и нанесения смазочного материала на поверхности трения характеризуются следующими видами смазывания: циркуляционное (жидкий смазочный материал подается принудительно, например поливом, к поверхностям трения, стекает с них в сборник и через нагнетательную систему вновь подается к поверхностям трения); погружением (поверхность трения частично или полностью, постоянно или периодически погружена в ванну с жидким смазочным материалом); под давлением (жидкий смазочный материал подается к поверхности трения под избыточным давлением); кольцом (смазочный материал наносится на поверхность вала из ванны с помощью кольца, свободно навешенного на вал и погруженного нижней частью в ванну); масляным туманом (к поверхности трения подается смесь воздуха или другого газа с диспергированным посредством распылителей смазочным материалом); разбрызгиванием (смазочный материал подается на поверхность трения за счет разбрызгивания его движущимися деталями) и др.

В редукторах общего назначения обычно применяется комбинированное смазывание. Одно или несколько зубчатых колес (или звездочка в цепной передаче) смазываются погружением в ванну с жидким сма-

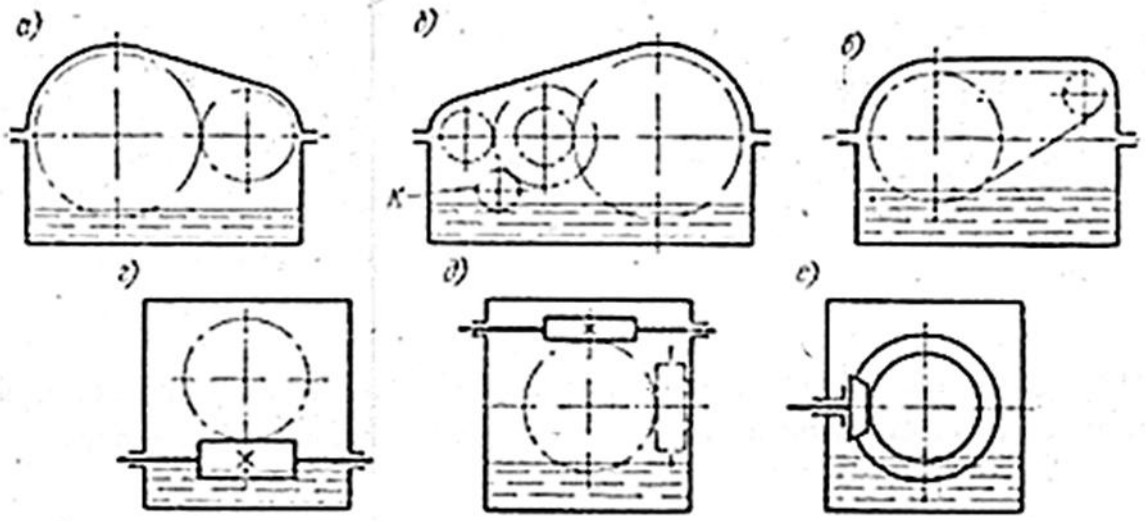


Рис. 10.3. Смазывание погружением (картерное смазывание): *а* – цилиндрическая зубчатая передача; *б* – цилиндрическая зубчатая передача со вспомогательным смазывающим колесом; *в* – цепная передача; *г*, *д* – червячная передача; *е* – коническая зубчатая передача

зочным материалом в нижней части корпуса редуктора (картере) (рис. 10.3), а остальные узлы и детали, в том числе подшипники качения, смазываются за счет разбрызгивания масла погруженными колесами и циркуляции внутри корпуса образовавшегося масляного тумана. По времени – это непрерывное смазывание. Часто такое смазывание называют картерным. В случае необходимости улучшения условий смазывания зубчатых зацеплений, у которых колеса располагаются выше уровня масла в ванне, применяют вспомогательные, свободно вращающиеся на осях зубчатые колеса, зацепляющиеся со смазываемыми колесами, и погруженные нижней своей частью в ванну (зубчатое колесо *К* на рис. 10.3, *б*). Конструктивное выполнение установки вспомогательного зубчатого колеса показано на рис. 10.14.

В отличие от подшипников качения подшипники скольжения смазываются посредством масляного тумана обычно только в случае работы их в ненагруженном состоянии (например, подшипники отключаемых шестерен в коробках передач) или в случае их кратковременной работы (например, подшипники паразитных шестерен заднего хода автомобильных коробок передач). В этом случае принимаются меры для обеспечения циркуляции масляного тумана через подшипник: выполняются радиальные отверстия в теле шестерни и лыски или канавки на поверхности оси. Обычно же в подшипники скольжения масло подается под давлением.

Из-за гидравлических потерь на разбрызгивание, нагрева и окисления масла при интенсивном перемешивании с воздухом картерное смазывание применяют при окружных скоростях погруженных колес до $v = 15$ м/с. Превышение этого значения допустимо при кратковременной работе.

Глубина погружения цилиндрических зубчатых колес и звездочек цепной передачи (рис. 19.3, *а*, *б*, *в*) при $v = 5 \div 7$ м/с принимается не более 0,8 – 1,5 шага зацепления (шага цепи в цепной передаче), но не менее 10 мм.

РАЗДЕЛ 11. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

На рис. 11.1 показана одна из возможных конструкций корпуса и крышки одноступенчатого цилиндрического редуктора. В табл. 11.1 приведены основные соотношения размеров, характерные для этого конструктивного исполнения редуктора.

В корпусе и крышке редуктора под болты и винты зенкером выполняется специальная «планировка», обеспечивающая прилегание торца болта, винта, гайки и механически обработанной поверхности. Размеры планировки в зависимости от размера болта даны в табл. 11.2

Таблица 11.2

Диаметр болта	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M24
d, мм	14	17	20	26	28	32	36	38	45

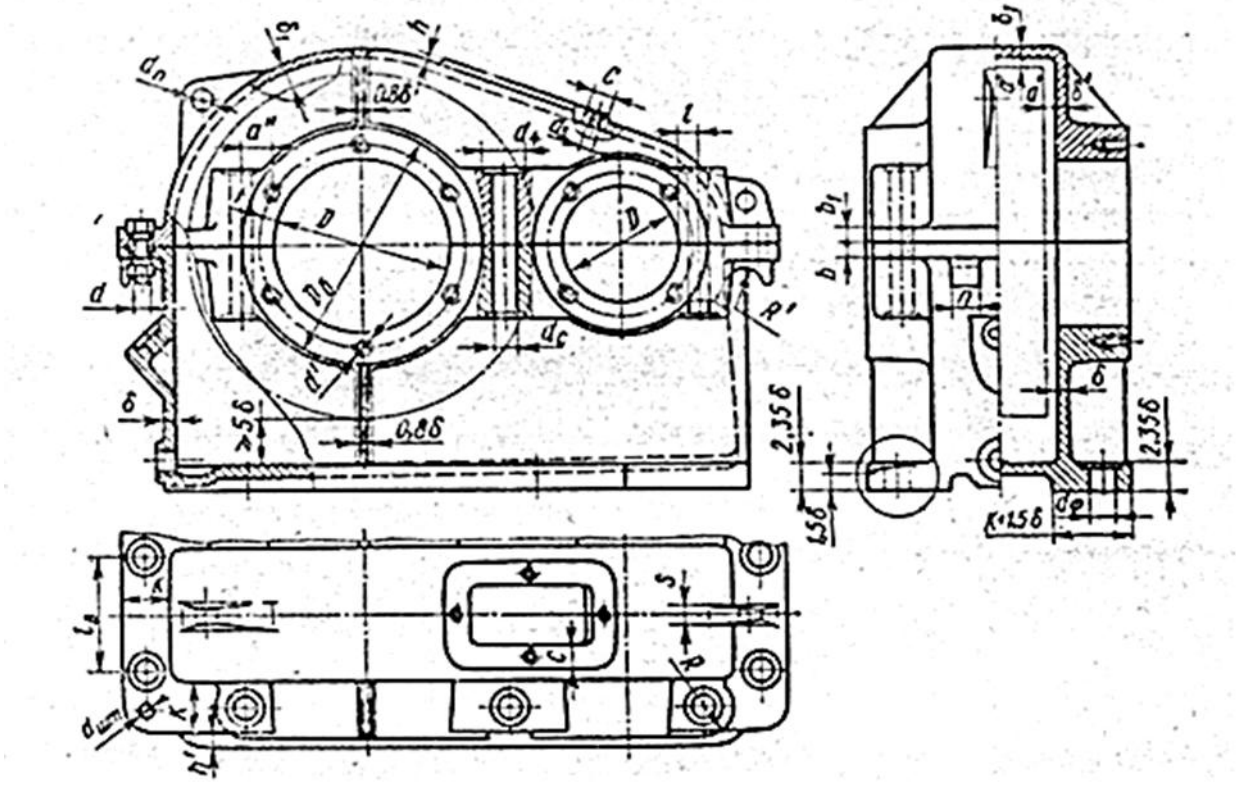


Рисунок 11.1.

Толщина стенки	δ, δ_1	$\delta = 0{,}025\ a + 1$ мм, $\delta_1 = 0{,}02\ a + 1$ мм, $\delta_{min} = 7$ мм
Зазор между стенкой и вращающимися деталями	a'	(3—6) m
Диаметр винтов крышки смотрового люка	d_3	$0{,}5\,d \geqslant$ М6
Ширина платика смотрового люка	C	(2,0—2,2) d_3
Толщина фланцев	b, b_1	$b = 1{,}5\delta$, $b_1 = 1{,}5\delta_1$
Наружный диаметр крышки подшипника	$D_{кр}$	$D + (4{,}0—4{,}4)\ d'$
Диаметр прилива	D_δ	$D_{кр} + (5—6)$ мм
Расстояние от края расточки до оси болта	l	(1,0—1,2) d_c
Расстояние между осями болтов	a^*	(1,1—1,2) d_c
Расстояние между болтами на фланцах	l_B	(10—12) d
Толщина проушины	S	(1,5—2,0) δ_1
Диаметр отверстия в проушине	$d_п$	(1,5—2,0) δ_1
Радиус подъемных крючьев	R'	(1,5—2,0) δ
Ширина подъемных крючьев	n	(2,0—3,0) δ
Диаметр фиксирующих штифтов	$d_{шт}$	(0,7—0,8) d

Раздел 12. Упругие элементы

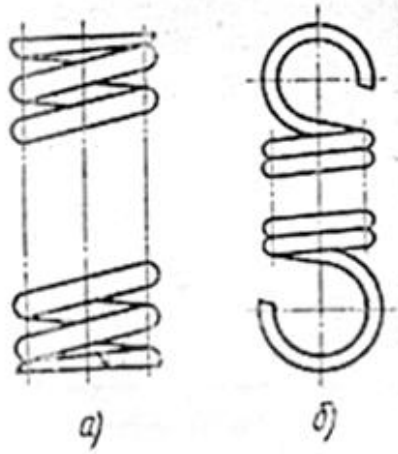
Тема 33. Общие сведения

П р у ж и н ы — это упругие элементы, которые выполняют ответственные и сложные функции и применяются для обеспечения натяжения или нажатия в муфтах, тормозах, фрикционных передачах; аккумулирования энергии с последующим использованием пружины как двигателя (часовые пружины, ударные, и подающие механизмы и пр.); амортизации ударов и виброизоляции (рессоры, амортизаторы, буферы и т. п.); возвратных перемещений клапанов кулачковых механизмов; измерения усилий в динамометрах и других приборах.

Все пружины можно разделить по следующим признакам:

по виду воспринимаемой нагрузки — пружины растяжения, сжатия, кручения и изгиба;

по конструктивной форме — пружины витые цилиндрические и фасонные, тарельчатые, листовые, плоские, спиральные и др.



Наибольшее распространение в машиностроении имеют витые цилиндрические пружины растяжения и сжатия из проволоки круглого сечения.

Конструкция и основные геометрические параметры. Пружины сжатия навивают с просветом между витками (рис. 115, *а*). Для большей устойчивости и создания опорной плоскости их крайние витки поджимают и сошлифовывают.

Пружины растяжения навивают без просвета между витками и даже с предварительным натяжением, крайние витки отгибают, образуя прицепы для соедине-

Рисунок 12.1 с другими деталями (рис.12.1.б)

Пружины характеризуются следующими основными геометрическими параметрами (рис. 12.2, *а*): d — диаметр проволоки; D_0 — наружный диаметр; D — средний диаметр пружины; $C = D/d$ — индекс (основная характеристика) пружины; t — шаг витков; H_0 — полная высота пружины (в свободном состоянии); i — число рабочих витков; i_0 — общее число витков.

Основные расчетные зависимости. В пружинах растяжения — сжатия поперечное сечение проволоки круглого сечения под действием растягивающей (сжимающей) силы P испытывает напряжение кручения.

Максимальное напряжение кручения

$$\tau_{max} = K\frac{l}{W_{кр}} = K\cdot\frac{8PD}{\pi d^3} \leqslant [\tau]_{кр},$$

где K — поправочный коэффициент, учитывающий кривизну витков. Он зависит от индекса C:

$C = D/d$	4	5	6	8	10	12
K	1,37	1,29	1,21	1,17	1,14	1,11

Осевая упругая деформация сжатия (растяжения) определяется по формуле

$$\lambda = \frac{8PD^3 i}{Gd^4},$$

где G — модуль упругости второго рода (для стали $G = 8\cdot 10^4$ кГ/мм^2).

Практический расчет пружин. В соответствии с ГОСТ 13764—13776 пружины подбираются по таблицам с последующим проверочным расчетом выбранных параметров пружины. Приводим краткий расчет и определение размеров пружины, указанных в ГОСТе. Для расчета или подбора пружины необходимо знать зависимость между осевым перемещением и нагрузкой или рабочую характеристику пружины.

На рис. 12.2 слева от пружины показана рабочая характеристика (эпюра в виде треугольника), где λ_{min}, λ_{max}, λ_p — минимальная (предварительная), максимальная и рабочая деформации пружины; P_{min}, P_{max}, $P_{пр}$ — минимальная (предварительная), максимальная и предельная (до посадки витка на виток в пружине сжатия) нагрузки пружины; P_0 — сила предварительного натяжения; H_0 — полная высота ненагруженной пружины; $H_{пр}$ — предельная высота пружины по посадке витков у пружины сжатия и по прочности у пружины растяжения; $S \approx (0{,}1 \div 0{,}2)\lambda_{max}$ — нерабочий ход пружины.

Для пружин сжатия (рис. 12.2, *а*)

$$H_0 = H_{пр} + i(t - d);$$

$$H_{пр} = (i_0 - 0{,}5)\,d;$$

$$i = i_0 - (1{,}5 - 2);$$

$$t = d + \frac{(1{,}1 - 1{,}2)\,\lambda_{max}}{i};$$

$$P_{пр} = (1{,}2 - 1{,}1)\,P_{max}.$$

Для пружин растяжения (рис. 12.2, *б*) $H_0 = id + 2h$; $h = (0{,}5 - 1)D_0$ — высота с прицепами. $H_{пр} = H_0 + (1{,}1 - 1{,}2)\lambda_{max}$.

Для построения рабочей характеристики пружины необходимо задаться величинами P_{max}, P_{min}, λ_p или P_{max}, λ_p и жесткостью P/λ, исходя из требований, предъявляемых конструкцией механизма.

Большое влияние на характеристику пружины имеет ее индекс $C = D/d$. Чем больше C, тем больше податливость пружины при одном и том же числе витков.

Рекомендуется выбирать C в зависимости от диаметра проволоки:

d, мм	до 2,5	3—5	6—12
C	5—12	4—10	4—9

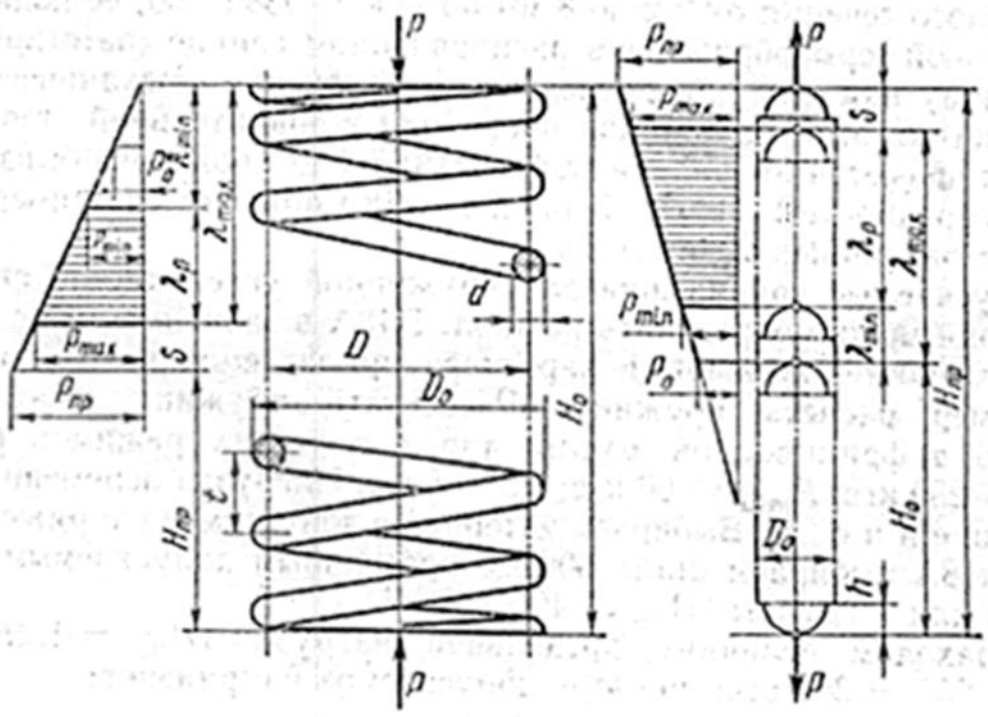


Рис. 12.2

Диаметр проволоки определяем по формуле

$$d = 1{,}6\sqrt{\frac{KP_{max}C}{[\tau]}}.$$

Рабочее число витков

$$i = \frac{Gd\lambda_{max}}{8C^3 P_{max}}.$$

При большом числе витков i пружины сжатия надо проверить на устойчивость. Если отношение $H_0/D > 3$, то пружину следует устанавливать на оправку или в стакан.

Длину развернутой пружины (без учета зацепов пружины растяжения) определяют для пружин сжатия по формуле $l \simeq 3{,}2D \cdot i_0$.

При определении длины заготовки для пружин растяжения добавляют длину проволоки прицепов.

Тема 34.Плоские пружины и рессоры

Назначение винтовых цилиндрических пружин различное. *Винтовые многожильные* (рис. 12.3, *а*) и *составные (концентрические) пружины* (рис. 12.3. *б*) применяют при больших нагрузках в целях уменьшения габаритных размеров, а *винтовые конические* (рис. 12.3. *в*) и *фасонные* — при необходимости иметь переменную жесткость. *Тарельчатые пружины* (рис. 12.3 *г*) составляют из конусных дисков (тарелок). Применяют при больших нагрузках и относительно малых габаритных размерах, например в качестве буферов в различных амортизаторах. Тарельчатые пружины нормализованы ГОСТ 3057—90 Материал пружин — кремнистая сталь 60С2А. Плоские спиральные пружины (рис. 12.3, *д*) изготовляют из тонкой высококачественной углеродистой стальной ленты. Применяют в качестве заводных для аккумулирования энергии завода, которая используется в часовых механизмах, автоматическом оружии и т. д. *Листовые рессоры* (рис. 12.3, *е*) для повышения демпфирующей способности составляют из стальных листов различной длины. Применяют для упругой подвески автомобилей, железнодорожных вагонов и других транспортных средств. Рессоры изготовляют из кремнистой стали 60С2 и 60С2А.

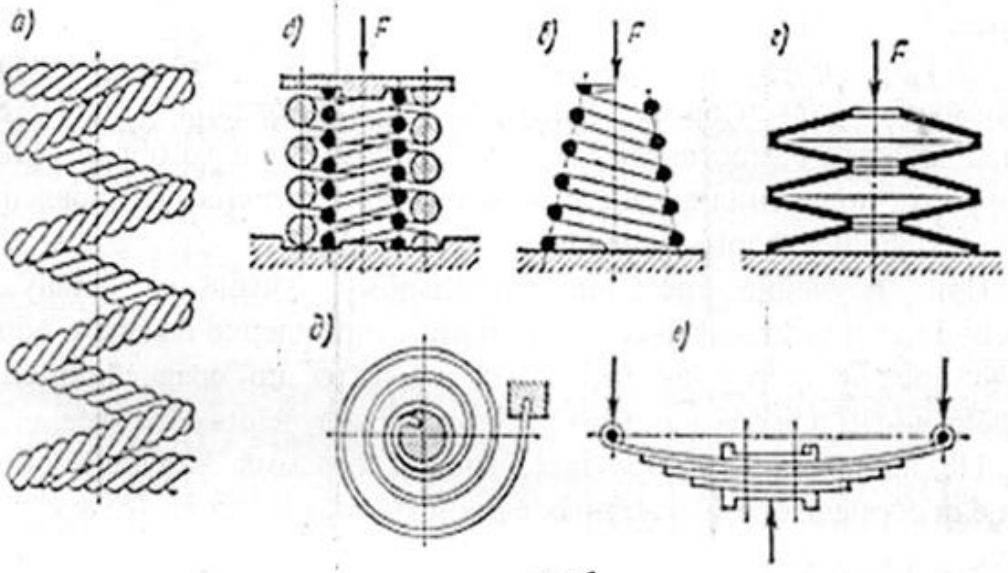


Рис. 12.3.

1.2 Темы для самостоятельной работы

1. Передачи поликлиновыми ремнями. Конструкции и геометрические параметры. Расчет передач.

2. Волновые передачи. Конструкции. Схемы генераторов волн.

3. Гипоидные передачи.

4. Передачи винт – гайка. Конструктивные исполнения. Особенности расчета.

5. Подшипники скольжения с жидкостным трением.

2. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 Перечень тем лабораторных занятий [4]

1. Условные обозначения деталей машин, принятые в кинематических схемах строительных и дорожных машин.

2. Составление кинематических схем механизмов машин. Кинематический расчет механизмов. Расчет геометрических параметров передач.

3. Изучение цилиндрического двухступенчатого редуктора.

4. Изучение червячного редуктора.

5. Оценка параметров зубчатых колес.

6. Изучение муфт общего назначения.

2.2 Перечень тем практических занятий

1. Кинематический и силовой расчет механизмов и приводов строительных и дорожных машин.

2. Фрикционные передачи. Расчет передач.

3. Расчет ременных передач.

4. Расчет зубчатых цилиндрических передач.

5. Расчет конических и планетарных передач.

6. Расчет червячных передач.

7. Расчет цепных передач.

8. Расчет валов и осей.

9. Расчет (подбор) подшипников качения.

10. Расчет муфт (глухих, упругих, управляемых).

11. Расчет шпоночных и шлицевых соединений.

12. Расчет элементов резьбы на прочность.

13. Расчет резьбовых соединений, включающих группу болтов.

14. Расчет стыковых, лобовых, фланговых, комбинированных швов.

15. Расчет на прочность соединений деталей с натягом. Расчет потребного натяга.

16. Расчет муфт с упругими звеньями.

2.ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Лабораторная работа № 1

ИЗУЧЕНИЕ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ТИПОВЫХ ДЕТАЛЕЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ, МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ, СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ (ДАЛЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН), ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМАХ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Целью настоящей работы является изучение конструкций типовых деталей и элементов машин и приобретение практических навыков в вычерчивании их условных графических обозначений.

Оборудование:

Стенд с типовыми деталями и элементами машин; планшеты с условным графическим обозначением типовых деталей и элементов машин; различные механизмы.

Задание:

1. Изучить конструкции типовых деталей и элементов машин и их условные обозначения, используемые в кинематических схемах механизмов и машин.
2. Вычертить условные обозначения типовых деталей и элементов машин, см. таблицу 1.1.

Общие сведения:

Деталь – неспецифируемое изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (винт, вал, зубчатое колесо и т.п.).

Типовая деталь – деталь, которая встречается и повторяется наиболее часто во всех машинах.

Сборочная единица – специфируемое изделие, изготовленное из нескольких составных частей при помощи сборочных операций (муфта, редуктор, трактор, погрузчик и т.п.).

Механическая передача – механическое устройство, применяемое для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости, сил или моментов, а иногда и с преобразованием характера и закона движения.

Приводная муфта или просто муфта – устройство, предназначенное, чаще всего, для соединения двух валов или вала и установленными на нем деталями (зубчатыми колесами, звездочками, шкивами и др.), расположенными на одной оси соосно или с незначительным отклонением от соосности, с целью передачи крутящего момента.

Тормоз – устройство, предназначенное для ограничения скорости движения или полной остановки движущегося объекта (механизма, машины).

Пружина – упругий элемент, применяемый для обеспечения натяжения или нажатия в муфтах, тормозах, фрикционных передачах, для аккумулирования энергии.

Соединения – различные конструктивные и технологические средства, обеспечивающие взаимную подвижность или неподвижность соединяемых деталей.

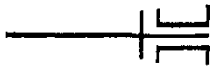
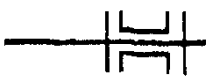
Привод – устройство для приведения в действие двигателем различных рабочих машин.

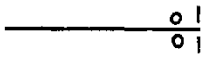
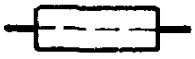
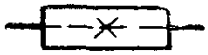
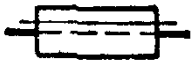
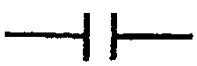
Методические указания к работе:

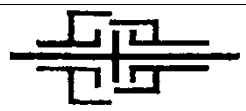
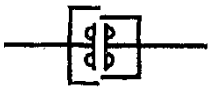
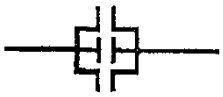
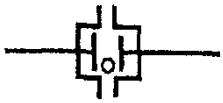
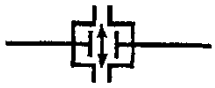
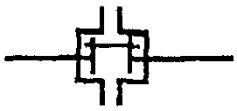
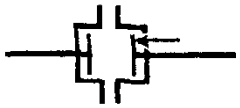
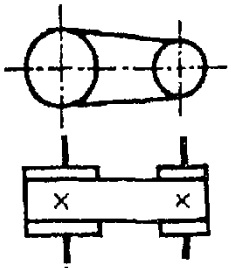
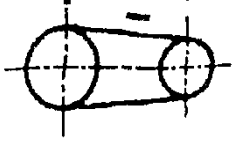
На натурных образцах изучаются типовые детали машин, основные типы механических передач и устройств и вычерчиваются их условные обозначения.

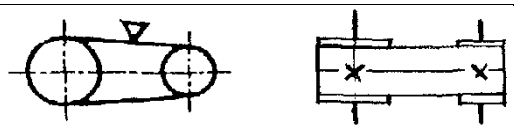
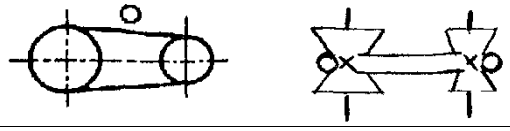
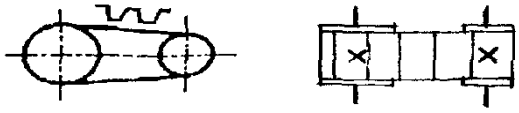
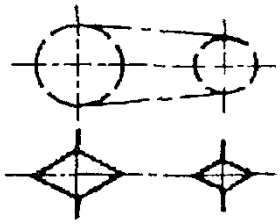
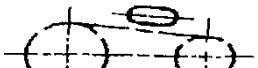
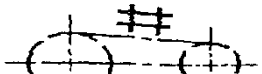
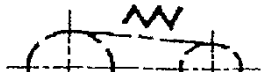
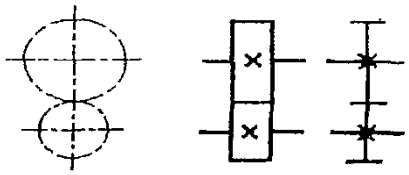
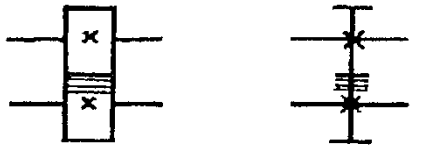
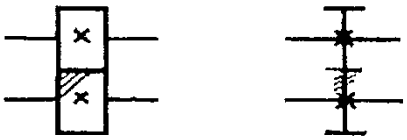
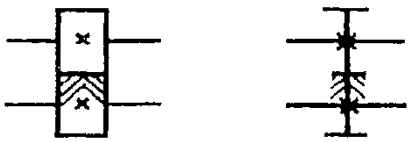
Таблица 1.1

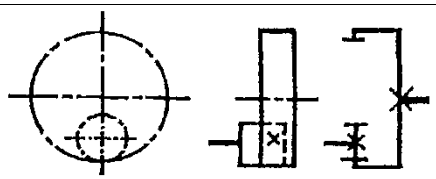
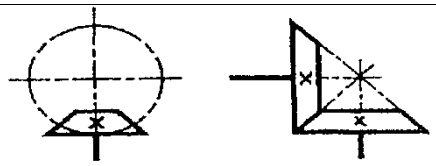
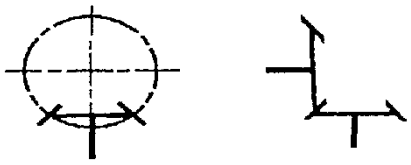
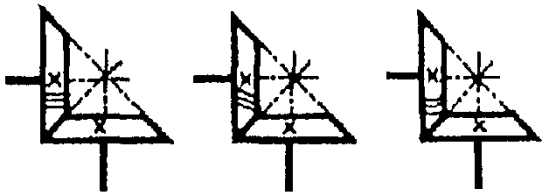
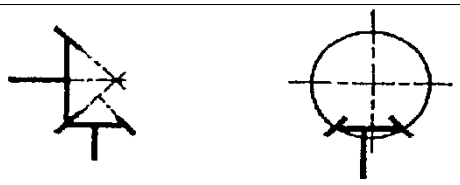
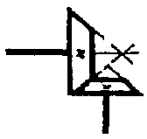
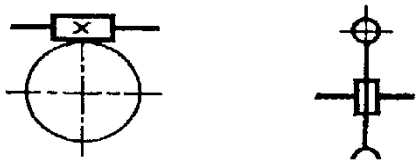
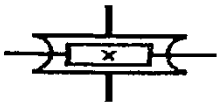
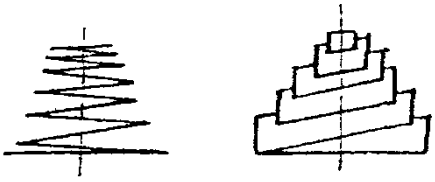
Условные изображения типовых деталей и элементов машин

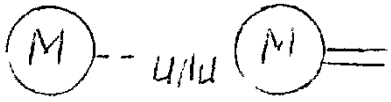
Наименование	Обозначение
1. Вал, ось	
2. Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа): а) радиальные б) упорные	
3. Подшипники скольжения: а) радиальные б) радиально-упорные: односторонние двусторонние в) упорные: односторонние двусторонние	  

4. Подшипники качения: а) радиальные б) радиально-упорные: односторонние двусторонние в) упорные: односторонние двусторонние	 
5. Соединения деталей: а) деталь, свободно сидящая на валу б) деталь, сидящая неподвижно на валу на шпонке в) деталь, скользящая на валу по направляющей шпонке (шлицам) г) соединение двух валов глухое д) соединение двух валов эластичное	  
6. Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	
7. Муфта нерасцепляемая (не-управляемая) а) глухая б) упругая в) компенсирующая	
8. Муфта сцепляемая (управляемая) а) общее обозначение б) односторонняя	

в) двусторонняя	
9. Муфта сцепляемая механическая а) синхронная, например, зубчатая б) асинхронная, например, фрикционная 9а. Муфта сцепляемая электрическая 96. Муфта сцепляемая гидравлическая или пневматическая	 
10. Муфта автоматическая (самодействующая) а) общее обозначение б) обгонная (свободного хода) в) центробежная фрикционная г) предохранительная с разрушаемым элементом с неразрушаемым элементом	    
11. Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа	
12. Передача ремнем без уточнения типа ремня	
13. Передача плоским ремнем	

14. Передача клиновидным ремнем	
15. Передача круглым ремнем	
16. Передача зубчатым ремнем	
17. Передача цепью: а) общее обозначение без уточнения типа цепи б) круглозвенной в) пластинчатой г) зубчатой	   
18. Передачи зубчатые (цилиндрические) а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев) б) то же, с прямыми, косыми и шевронными зубьями	   

в) внутреннее зацепление	
19. Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические: а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
	
б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями	
20. Передачи зубчатые со скрещивающимися валами: а) гипоидные	
	
б) червячные с цилиндрическим червяком	
	
21. Пружины: а) цилиндрические сжатия	
б) цилиндрические растяжения	
в) конические сжатия	

г) цилиндрические, работающие на кручение	
22. Двигатель: а) электродвигатель б) тепловой	

Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

Отчёт
о лабораторной работе №1
«Изучение условных обозначений
типовых деталей и сборочных единиц
механических передач, соединений деталей,
используемых в кинематических
схемах механизмов и машин»

Выполнил студент (ка) гр……..ФИО

Принял…….ФИО

Минск 2011

1.1. Цель работы:

а) Изучение конструкций типовых деталей и элементов машин;

б) Приобретение практических навыков в вычерчивании условных графических обозначений типовых деталей и элементов машин.

1.2. Условные изображения типовых деталей и элементов машин

1.3. Контрольные вопросы

1. Что такое

– деталь?

– типовая деталь?

– сборочная единица?

– механическая передача?

– муфта?

– тормоз?

– соединения?

– привод?

2. Изобразить условное графическое обозначение деталей и элементов машин, предложенных преподавателем.

3. Посредством каких соединений осуществляется жесткая связь вала с насаживаемой деталью?

Лабораторная работа № 2

СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: приобретение практических навыков в составлении кинематических схем механизмов и определении геометрических, силовых и кинематических параметров механизмов.

Оборудование:

Используются натурные образцы различных механизмов, чертежи различных механизмов, измерительный инструмент.

Задание:

3. Вычертить кинематическую схему механизма в соответствии с заданием, см. таблицу 2.1 или рисунки 1…11 (выдает преподаватель).

4. Определить основные геометрические размеры зубчатых колес и по заданным параметрам рассчитать силовые и кинематические параметры на валах и силы в зубчатых зацеплениях.

Таблица 2.1

Исходные данные к заданию

Наименование механизма	Мощность двигателя, кВт, и его частота вращения, об/мин				
	Варианты				
	1	2	3	4	5
1. Мешалка двухвалковая	1,7/1440	2,2/960	3,0/1440	5,0/960	3,0/2880
2. Редуктор зубчатый	1,5/1440	1,0/960	0,8/1440	3,0/960	1,5/2880
3. Редуктор червячный с цепной передачей	1,0/960	1,1/1440	2,2/2880	1,5/1440	3,5/2880
4. Мельница лабораторная	1,0/960	2,2/2880	1,7/1440	0,8/1440	1,5/2880
5. Модель редуктора	0,8/1440	0,6/960	0,2/2880	0,1/960	0,5/1440
6. Двухступенчатая коробка передач	2,0/960	2,8/1400	1,7/960	4,5/1440	3,2/2880

Основные кинематические и силовые параметры передач

Частота вращения *i-го* вала (зубчатого колеса), об/мин – n_i, $i=1…к$

Передаточное число передачи – U

Мощность на *i-ом* валу, Вт – P_i

Вращающий момент на *i-ом* валу, Нм – T_i

Коэффициент полезного действия передачи – η

Методичекие указания к работе

Ознакомиться с натурными образцами или чертежами механизмов, изучить принцип работы механизма, составить его кинематическую схему. В соответствии с заданием выполнить необходимые замеры и расчеты.

Последовательность выполнения работы

1. Определяют конструктивные параметры передач (при работе с натурными образцами механизмов)

а) для зубчатых и цепных передач производится подсчет чисел зубьев колес и звездочек:

Z_1^I *и* Z_2^I для первой передачи,

Z_1^{II} *и* Z_2^{II} для второй передачи,

и т.д.,

где индекс 1 присваивается всем параметрам ведущего звена передачи, индекс 2 – ведомого звена; индексы I, II, III и т.д. – указывают на соответствующий номер передачи;

б) для червячной передачи подсчитывают число заходов червяка Z_1 и число зубьев червячного колеса Z_2;

в) для ременной передачи замеряют диаметры шкивов d_1 и d_2.

2. Определяют передаточные числа

а) для зубчатых и цепных передач

$$U = \frac{Z_2}{Z_1},$$

б) для червячной передачи

$$U_ч = \frac{Z_2}{Z_1},$$

в) для ременной передачи

$$U_р = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)},$$

где ε – коэффициент упругого скольжения, ε = 0,01.

3. Определяют общее передаточное число привода

$$U_{общ} = П(U_i) = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \ldots$$

$i=1 \ldots к$ – порядковый номер передачи

4. Определяют частоту вращения валов привода

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{u_i},$$

где i – номер вала и передачи, $i=1 \ldots к$.

5. Определяют мощности на валах привода

$$P_{i+1} = P_i \cdot \eta_{i,i+1},$$

где i – номер вала,

$\eta_{i,i+1}$ – коэффициент полезного действия, учитывающий потери мощности при передачи вращения между валами.

Потеря передаваемой мощности происходит в передачах и опорах валов.

Рекомендуемые значения коэффициентов полезного действия:

Передача	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор): цилиндрическими колесами коническими колесами	 0,97 – 0,98 0,96 – 0,97
Зубчатая открытая	0,95 – 0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка: $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$	 0,70 – 0,75 0,80 – 0,85 0,85 – 0,95
Цепная закрытая	0,95 – 0,97
Цепная открытая	0,90 – 0,95
Ременная: плоским ремнем клиновыми ремнями	 0,96 – 0,98 0,95 – 0,97

КПД одной пары подшипников качения 0,99…0,995.
КПД одной пары подшипников скольжения 0,98…0,99.
В общем случае общий КПД привода

$$\eta_{общ} = \eta_{зуб}^{x} \cdot \eta_{пп}^{y} \cdot \eta_{чер} \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{рем},$$

где $\eta_{зуб}$ – КПД зубчатой передачи;

$\eta_{пп}$ – КПД пары подшипников;

$\eta_{чер}$ – КПД червячной передачи;

$\eta_{цеп}$ – КПД цепной передачи;

$\eta_{рем}$ – КПД ременной передачи;

x – количество одноименных передач;

y – количество пар подшипников.

Мощность на выходном валу привода

$$P_{вых} = P_{вх} \cdot \eta_{общ},$$

где $P_{вх}$ – мощность на входном валу привода.

6. Определяют вращающие моменты на валах

$$T_i = 9{,}55\frac{P_i}{n_i}$$

7. Устанавливают значения модулей для зубчатых и червячных передач и коэффициенты смещения для шестерни и колеса.

7.1. Цилиндрическая зубчатая передача, рисунок 2.1.

При работе с натурными образцами механизмов выполняют пункты а), б), в), г);

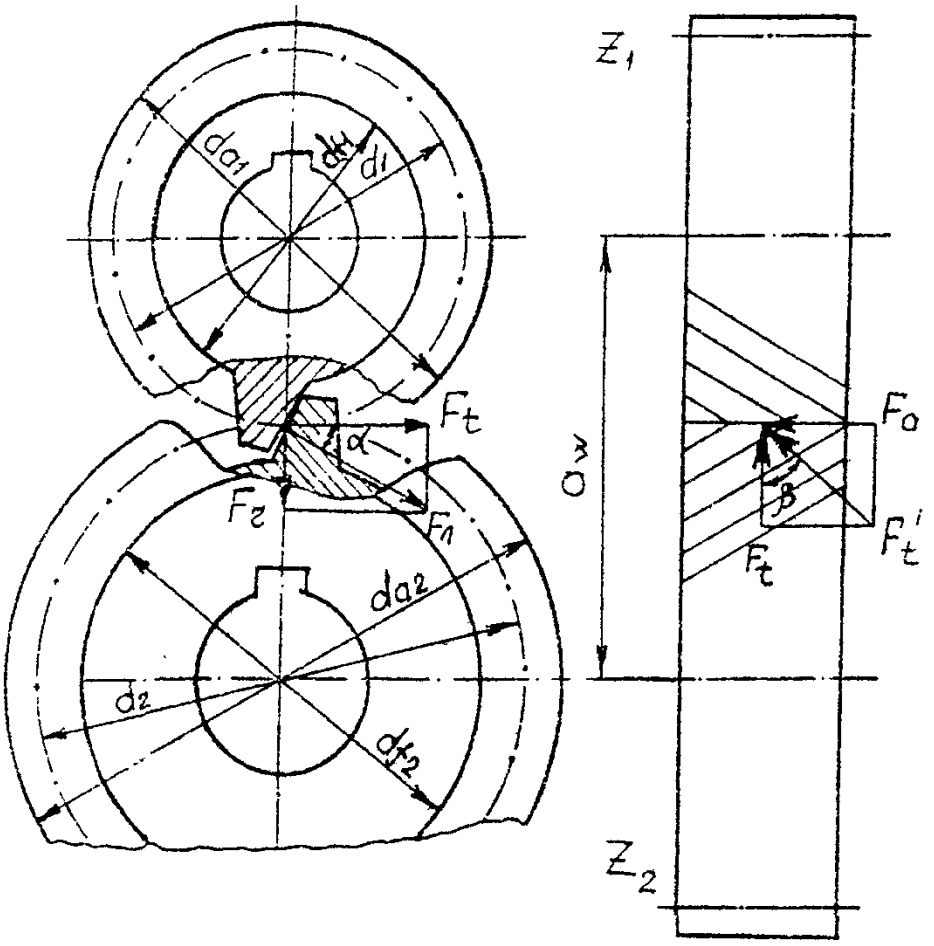


Рисунок 2.1. Геометрия и силы в зацеплении передачи

а) подсчитывают числа зубьев колес – Z_1 и Z_2;
б) измеряют:
– диаметры вершин зубьев – d_{a1} и d_{a2},
– диаметры впадин зубьев – d_{f1} и d_{f2},
– угол наклона линии зуба – β,
– межосевое расстояние – a_w.

На рисунке 2.2. показаны схемы обмера диаметров вершин (d_a) и впадин (d_f) зубчатого колеса при четном числе (Z) и нечетном числе зубьев зубчатого колеса. Обмеры производятся штангенциркулем;

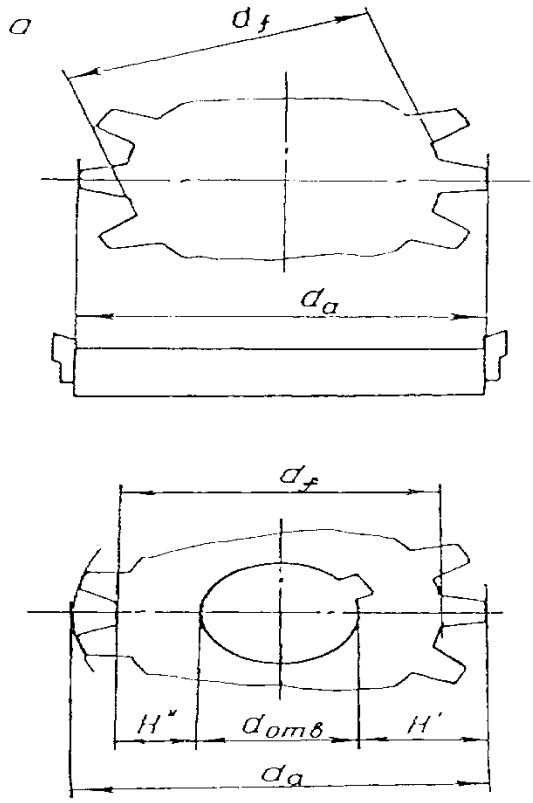


Рис. 2.2. Схема обмера диаметров вершин *(d_a)* и впадин *(d_f)* зубчатого колеса: *а* – при четном числе зубьев (диаметры d_a и d_f, измеряются штангенциркулем; *б* – при нечетном числе зубьев (диаметры d_a и d_f, *определяются по формулам:* $d_a = d_{отв} + 2H'$ *и* $d_f = d_{отв} + 2H''$*)*

Каждый параметр измеряется 3-5 раз и подсчитывается среднее арифметическое измерений. Результаты заносятся в таблицу 2.2.

Таблица 2.2

Параметры зубчатого колеса

Параметры	Обозначение	Един. измерения	Повторность измерений					Сумма ∑	Среднее значение
			1-я	2-я	3-я	4-я	5-я		
Число зубьев колеса*	Z_1 Z_2	шт шт							
Диаметр вершин зубьев	d_{a1} d_{a2}	мм мм							
Размеры	H_1' H_2' $d_{отв}$	мм мм мм							
	H_1'' H_2''								

Параметры	Обозначение	Един. измерения	Повторность измерений					Сумма Σ	Среднее значение
			1-я	2-я	3-я	4-я	5-я		
Диаметр впадин зубьев	d_{f1} d_{f2}	мм мм							
Угол наклона линии зуба	β	град							
Межосевое расстояние	a_w	мм							

* - число зубьев считается один раз

в) по основному шагу $P_в$ определяют модуль *(m)*.

Так, с помощью нормалемера измеряют расстояния по нормали W_n и W_{n+k} (рис.2.3) между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным рабочим поверхностям, охватывая *«n»* и *«n+k»* зубьев (табл.2.3).

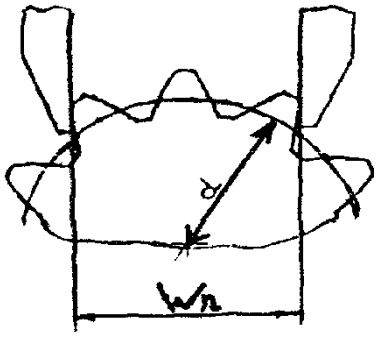


Рисунок 2.3.

Таблица 2.3

Число зубьев колеса, z	Число «Z_n» охватываемых зубьев при замере	Число «Z_{n+k}»
14-18	2	3
19-27	3	4
28-36	4	5; 6
37-45	5	6; 7
46-54	6	8; 9
55…	7	9; 10

Тогда

$$P_в = \frac{W_{n+k} - W_n}{Z_{n+k} - Z_n} \qquad (1)$$

Модуль зацепления при угле профиля α исходного контура

$$m = \frac{P_в}{\pi \cdot \cos\alpha}, \text{ мм} \qquad (2)$$

Если $\alpha = 20^\circ$, то m = 0,3387 $P_в$. Найденное значение модуля следует согласовать со стандартным.

Стандартные модули:

1-ый ряд – 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20 ...

2-ой ряд – 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18 ...

В таблице 2.4 приведены расчетные значения шага по основной окружности в зависимости от угла профиля и модуля зацепления.

Таблица 2.4

Расчетные значения шага P_B (мм)

Угол профиля. α	Значение, *m*										
	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75
15°	3,793	4,532	5,310	6,069	6,828	7,586	8,345	9,104	9,862	10,621	11,379
20°	3,690	4,428	5,166	5,904	6,642	7,380	8,118	8,856	9,594	10,332	11,070
	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8	9,0		10
15°	12,138	13,055	15,173	16,69	18,207	19,724	20,242	24,276	27,311		30,345
20°	11,809	13,285	14,761	16,237	17,713	19,186	20,665	23,617	26,569		29,521

г) Рассчитывают:

– коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = (4{,}5m - \Delta)/(2 \cdot m),$$

где $\Delta = d_{ai} - d_{fi}$, i=1 или 2;

– делительные диаметры

$$d_i = \frac{m \cdot z_i}{\cos \beta}, \; i = 1, 2;$$

– коэффициенты смещения

$$x_i = \frac{d_{ai} - d_i}{2m} + \Delta y - 1, \; i = 1, 2;$$

здесь d_{ai} – замеренные диаметры вершин зубьев;

– диаметры вершин зубьев

$$d_{ai} = d_i + 2m(1 + x_i - \Delta y), \; i = 1, 2;$$

– диаметры впадин зубьев

$$d_{fi} = d_i - 2m(1{,}25 - x_i), \; i = 1, 2;$$

– делительное межосевое расстояние

$$a = 0{,}5(d_2 + d_1);$$

– коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = x_2 + x_1 - \Delta y;$$

– межосевое расстояние

$$a_w = a + y \cdot m$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 2.5.

Таблица 2.5

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
1. Основной шаг	$P_в$	мм	
2. Модуль	m	мм	
3. Коэффициент уравнительного смещения	Δy	–	
4. Диаметры: – делительный – вершин зубьев – впадин зубьев	 d_1 / d_2 d_{a1} / d_{a2} d_{f1} / d_{f2}	 мм/мм мм/мм мм/мм	
5. Коэффициент смещения	x_1 / x_2	–	
6. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	–	
7. Межосевое расстояние: – делительное – действительное	 a a_w	 мм мм	

д) При заданных значениях чисел зубьев *(z_1* и *z_2)*, модуле зацепления *(m)* и межосевом расстоянии *(a_w)* рассчитывают:

– делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{z_\Sigma \cdot m}{2 \cdot \cos\beta},$$

где z_Σ – суммарное число зубьев,

$$z_\Sigma = z_1 + z_2;$$

– угол профиля α_t

$$tg\alpha_t = \frac{tg\alpha}{\cos\beta};$$

– угол зацепления α_{tw}

$$\cos\alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cdot \cos\alpha_t;$$

– коэффициент суммы смещений

$$x_\Sigma = \frac{z_\Sigma (inv\alpha_{tw} - inv\alpha_t)}{2tg\alpha},$$

где $inv\alpha_{tw} = tg\alpha_{tw} - \alpha_{tw}$

$inv\alpha_t = tg\alpha_t - \alpha_t$

При $a_w > a$ коэффициенты смещения

$$x_1 = 0{,}5\left(x_\Sigma - \frac{z_2 - z_1}{z_\Sigma} \cdot y\right),$$

$$x_2 = x_\Sigma - x_1,$$

где $y = \frac{a_w - a}{m}$.

Рассчитывают

– коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_\Sigma - y;$$

– начальные диаметры

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1};\ d_{w2} = \frac{2a_w \cdot u}{u+1};$$

– делительные диаметры d_i, диаметры вершин зубьев d_{ai}, диаметры впадин d_{fi} рассчитывают по вышеприведенным формулам.

Результаты расчетов сводятся в таблицу 2.6.

Таблица 2.6

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
1. Число зубьев	z_1 / z_2	–	
2. Модуль	m	мм	
3. Межосевое расстояние	a_w	мм	
4. Угол наклона линии зуба	β	град	
5. Диаметры: – начальный – делительный – вершин зубьев – впадин зубьев	 d_{w1} / d_{w2} d_1 / d_2 d_{a1} / d_{a2} d_{f1} / d_{f2}	 мм мм мм мм	
6. Коэффициент суммы смещений	x_Σ	–	
7. Коэффициент смещения	x_1 / x_2	–	
8. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	–	
9. Коэффициент уравнительного смещения	Δy	–	

7.2. Коническая прямозубая передача; рисунок 2.4;

а) подсчитывают числа зубьев колес – z_1 и z_2

б) измеряют, см. рисунок 2.4:

– внешний диаметр вершин зубьев – d_{ae1} и d_{ae2}

– ширину зубчатого венца – b

в) рассчитывают:

– передаточное число – $u = z_2 / z_1$,

– углы делительных конусов – $\delta_1 = arctg(1/u)$,

$$– \delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

– внешний окружной модуль $m_e = \dfrac{d_{ae1(2)}}{z_{1(2)} + 2\cos\delta_{1(2)}}$

– внешнее конусное расстояние $R_e = 0{,}5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$

– среднее конусное расстояние $R = R_e - 0{,}5b$

– средний окружной модуль $m = m_e \cdot (R / R_e)$

– диаметры:

– внешний делительный $d_{e1,2} = m_e \cdot z_{1(2)}$

– средний делительный $d_{1(2)} = m \cdot z_{1(2)}$

– внешний диаметр вершин зубьев $d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2m_e \cdot \cos\delta_{1(2)}$

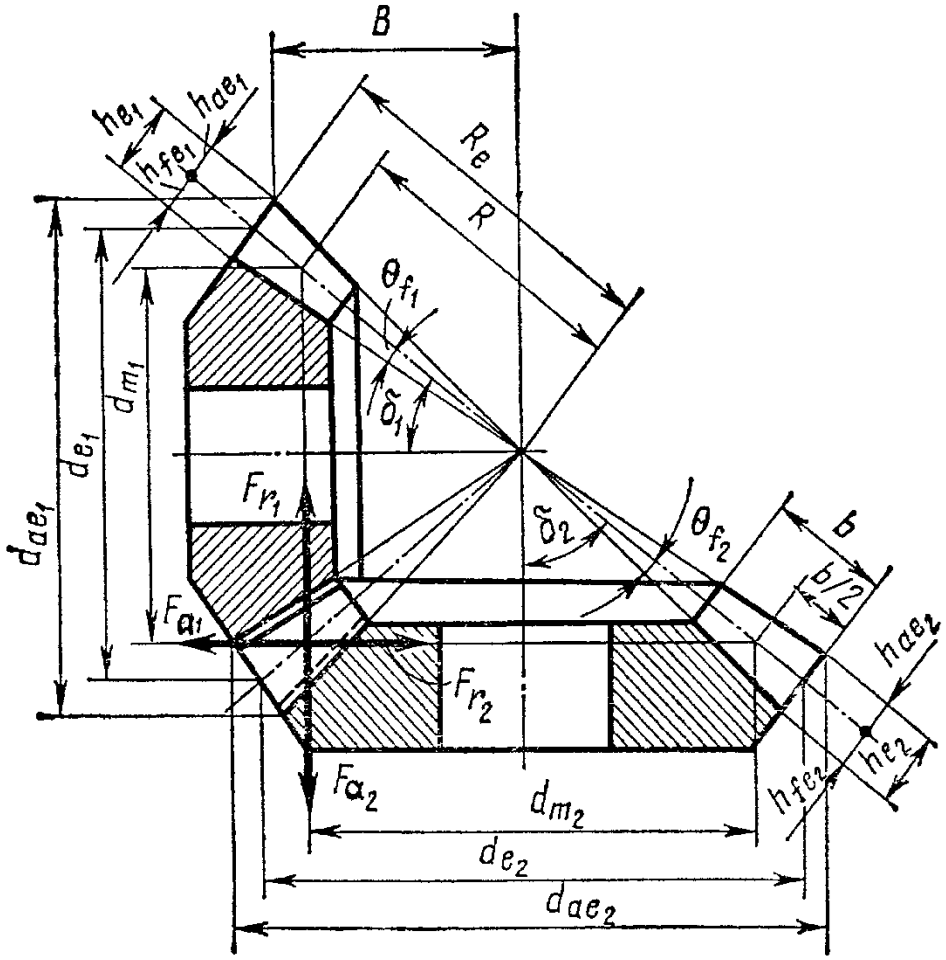


Рисунок 2.4.

Результаты замеров и расчетов сводятся в таблицу 2.7.

Таблица 2.7

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			Замеренное	Рассчитанное
1. Число зубьев	z_1 / z_2	–		
2. Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae1} / d_{ae2}	мм		
3. Ширина зубчатого венца	b	мм		
4. Передаточное число	u	–		
5. Углы делительных конусов	δ_1 / δ_2	градус (°)		
6. Внешний окружной модуль	m_e	мм		
7. Внешнее конусное расстояние	R_e	мм		
8. Среднее конусное расстояние	R	мм		
9. Средний окружной модуль	m	мм		
10. Диаметры: внешний делительный средний делительный	d_{e1} / d_{e2} d_1 / d_2	мм мм		

7.3. Червячная передача, рисунок 2.5:

а) подсчитывают число зубьев колеса z_2 и число заходов червяка z_1;

б) измеряют, см. рисунок 2.5:

– диаметр вершин зубьев червячного колеса d_{a2},

– диаметр вершин витков червяка d_{a1},

– длину нарезанной части червяка b_1,

– ширину венца червячного колеса b_2;

в) рассчитывают:

– передаточное число $u = z_2 / z_1$

– модуль $m = \dfrac{d_{a2}}{z_2 + 2}$, должен соответствовать следующему ряду:

1,0; 1,25; 1,5; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 3,15; 3,5; 4,0; 5,0; 6,0; 6,3; 7,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 18,0; 20,0.

– коэффициент диаметра червяка $q = \dfrac{d_{a1}}{m} - 2$, должен соответствовать следующему ряду: 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0.

– диаметры:

делительный диаметр червяка $d_1 = mq$,

делительный диаметр червячного колеса $d_2 = mz_2$,

диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m$

диаметр вершин зубьев червячного колеса $d_{a2} = d_2 + 2m$

наибольший диаметр червячного колеса $d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$

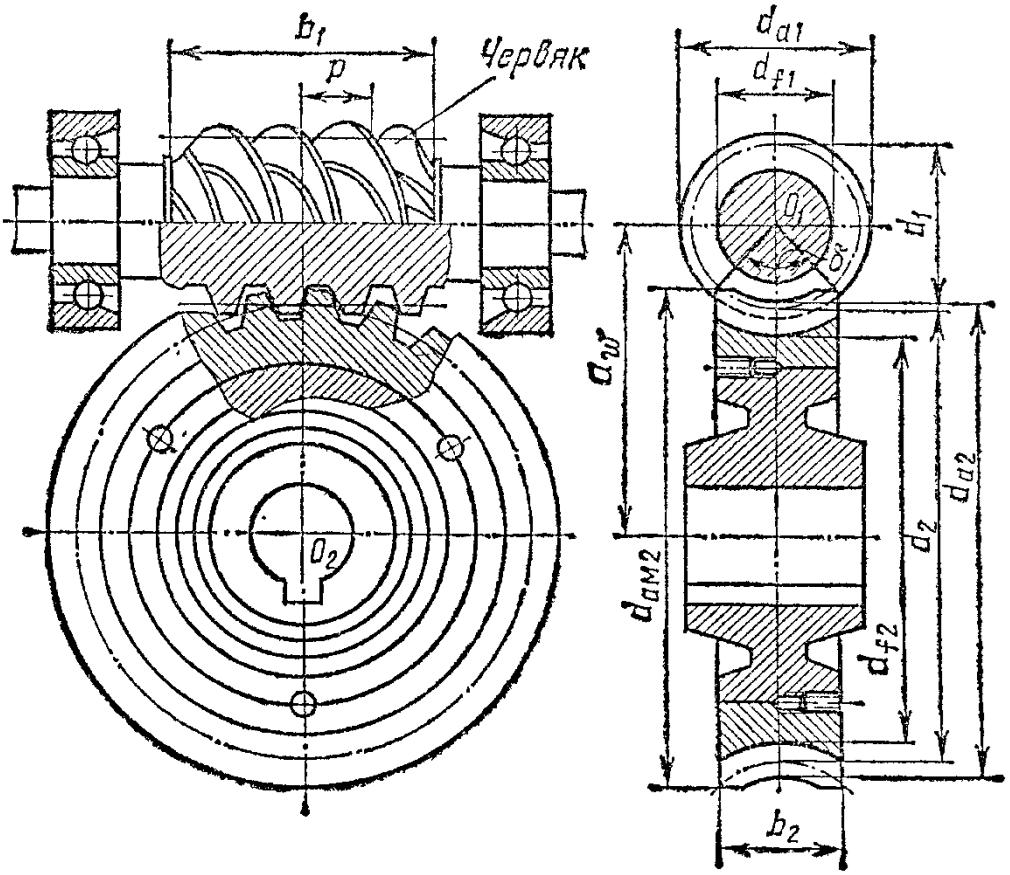


Рисунок 2.5.

Результаты замеров и расчетов сводятся в таблицу 2.8.

Таблица 2.8

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			Замеренное	Рассчитанное
1. Число зубьев колеса	z_2	–		
2. Число заходов червяка	z_1	–		
3. Диаметр вершин	d_{a1} / d_{a2}	мм		
4. Передаточное число	u	–		
5. Модуль	m	мм		
6. Коэффициент диаметра червяка	q	–		
7. Диаметры: делительный наибольший червячного колеса	 d_1 / d_2 d_{am2}	 мм мм		

7.4. Рассчитывают силы, действующие в зацеплении
а) цилиндрических передач

– окружное $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$;

– радиальное $F_r = F_t \cdot tg\,\alpha_w / cos\,\beta$;

– осевое $F_a = F_t \cdot tg\,\beta$;

б) конических передач

– окружное $F_t = 2T_1/d_1$;

– радиальное $F_{r1} = F_t \cdot tg\,\alpha_w \cdot cos\,\delta_1$;

$F_{r2} = F_t \cdot tg\,\alpha_w \cdot sin\,\delta_1$;

– осевое $F_{a1} = -F_{r2}$; $F_{a2} = -F_{r1}$;

в) червячных передач

– окружное $F_{ti} = 2T_i/d_i$, $i = 1,2$;

– радиальное $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot tg\,\alpha$;

– осевое $F_{a2} = -F_{t1}$; $F_{a1} = -F_{t2}$.

Белорусский национальный технический университет
Кафедра «Строительные и дорожные машины»

Отчёт
о лабораторной работе №2
«Составление кинематических схем,
кинематический и силовой расчет механизмов»

Выполнил студент (ка) гр……..ФИО

Принял…….ФИО

Минск 2011

2.1. Цель работы:

а) Изображение кинематической схемы механизма, предложенного преподавателем;

б) Определение модуля зацепления;

в) Определение коэффициента смещения;

г) Определение передаточных чисел ступеней и механизма.

2.2. Кинематическая схема механизма

2.3. Результаты измерения и расчета колес и механизма

1. Цилиндрическая зубчатая передача.

1.1. При заданных значениях чисел зубьев (Z_1 и Z_2), модуля зацепления (m) и межосевом расстоянии (a_w).

Таблица 2.1

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
1. Число зубьев	z_1 / z_2	–	
2. Модуль	m	мм	
3. Межосевое расстояние	a_w	мм	
4. Угол наклона линии зуба	β	град	
5. Диаметры: – начальный – делительный – вершин зубьев – впадин зубьев	 d_{w1} / d_{w2} d_1 / d_2 d_{a1} / d_{a2} d_{f1} / d_{f2}	 мм мм мм мм	
6. Коэффициент суммы смещений	x_Σ	–	
7. Коэффициент смещения	x_1 / x_2	–	
8. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	–	
9. Коэффициент уравнительного смещения	Δy	–	

1.2. При работе с наружными образцами механизмов

Таблица 2.1

Параметры зубчатого колеса

Параметры	Обозначение	Един. измерения	Повторность измерений					Сумма Σ	Среднее значение
			1-я	2-я	3-я	4-я	5-я		
Число зубьев колеса*	Z_1 Z_2	шт шт							
Диаметр вершин зубьев	d_{a1} d_{a2}	мм мм							
Размеры	H_1' H_2' $d_{отв}$	мм мм мм							
	H_1'' H_2''								
Диаметр впадин зубьев	d_{f1} d_{f2}	мм мм							
Угол наклона линии зуба	β	град							
Межосевое расстояние	a_w	мм							

* - число зубьев считается один раз

Таблица 2.2

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение
1. Основной шаг	$P_в$	мм	
2. Модуль	m	мм	
3. Коэффициент уравнительного смещения	Δy	–	
4. Диаметры: – делительный – вершин зубьев – впадин зубьев	 d_1 / d_2 d_{a1} / d_{a2} d_{f1} / d_{f2}	 мм/мм мм/мм мм/мм	
5. Коэффициент смещения	x_1 / x_2	–	
6. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	–	
7. Межосевое расстояние: – делительное – действительное	 a a_w	 мм мм	

2. Коническая прямозубая передача

Таблица 2.3

Результаты замеров и расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			Замеренное	Рассчитанное
1. Число зубьев	z_1 / z_2	–		
2. Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae1} / d_{ae2}	мм		
3. Ширина зубчатого венца	b	мм		
4. Передаточное число	u	–		
5. Углы делительных конусов	δ_1 / δ_2	градус (°)		
6. Внешний окружной модуль	m_e	мм		
7. Внешнее конусное расстояние	R_e	мм		
8. Среднее конусное расстояние	R	мм		
9. Средний окружной модуль	m	мм		
10. Диаметры: внешний делительный средний делительный	 d_{e1} / d_{e2} d_1 / d_2	 мм мм		

3. Червячная передача

Таблица 2.4

Результаты замеров и расчетов

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			Замеренное	Рассчитанное
1. Число зубьев колеса	z_2	–		
2. Число заходов червяка	z_1	–		
3. Диаметр вершин	d_{a1} / d_{a2}	мм		
4. Передаточное число	u	–		
5. Модуль	m	мм		
6. Коэффициент диаметра червяка	q	–		
7. Диаметры: делительный наибольший червячного колеса	 d_1 / d_2 d_{am2}	 мм мм		

2.4. Расчетные уравнения.

2.5. Контрольные вопросы.

1. Что означает передаточное число передач и как можно его определять?
2. Как определить расчетное значение К.П.Д. механизма?
3. Какая связь между крутящими моментами на ведущем и ведомом валу передачи?

4. По каким формулам рассчитываются основные геометрические параметры зубчатых передач, входящих в механизм?

5. Какие силы возникают в зацеплении зубчатых и червячных передач и как они рассчитываются?

Лабораторная работа №3

ИЗУЧЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

Цель работы состоит в изучении кинематических схем цилиндрических редукторов и конструкции двухступенчатого горизонтального цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме, в определении основных геометрических параметров изучаемого редуктора и изучении требований, предъявляемых к сборке.

Оборудование:

Редуктор типа РЦД, штангенциркуль, угломер, ключи гаечные, подставки.

Задание:

1. Изучить кинематические схемы цилиндрических редукторов, их преимущества и недостатки.

2. Изучить конструкцию двухступенчатого цилиндрического редуктора:

– разобрать редуктор;

– произвести необходимые замеры деталей;

– определить параметры зубчатых передач и колес;

– собрать редуктор.

Основные правила по технике безопасности

1. При разборке и сборке редуктор не должен перемещаться по столу.

2. Перед замером параметров зубчатых колес валы в сборе с колесами уложить на специальные подставки.

Общие сведения о редукторах с цилиндрическими зубчатыми колесами

Редуктор – это механизм из передач зацеплением с постоянным передаточным числом, предназначенный для понижения угловой скорости и повышения крутящего момента.

В зависимости от общего передаточного отношения $U_{об}$ редукторы классифицируют по числу ступеней – на одноступенчатые (когда передача осуществляется одной парой колес) рисунок 3.1, а-г, двух-, рисунок 3.2, а-к, трех-, рисунок 3.3, или многоступенчатые. Обычно в одноступенчатых редукторах $U \leq 7...8$. При бóльшúх U габариты и масса одноступенчатых редукторов больше, чем двухступенчатых.

В зависимости от расположения валов в пространстве редукторы бывают – горизонтальные, рисунок 3.4, вертикальные, рисунок 3.5, наклонные; в

зависимости от особенностей кинематической схемы – с развернутой кинематический схемой, рисунок 3.2, а-д, соосные, рисунок 3.2, е-к с раздвоенной ступенью рисунок 3.2, в,г,д; соосные – с неподвижными, рисунок 3.2, е,ж,з,и и подвижными, рисунок 3.2, к, осями зубчатых колес (планетарные), однопоточные, рисунок 3.2, а-е,и и многопоточные, рисунок 3.2, ж,з.

Широко распространенные редукторы, выполненные по развернутой схеме, наряду с преимуществом (малая ширина, технологичность) обладают недостатком, заключающимся в нессиметричности расположения опор относительно зубчатых колес, что вызывает неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов.

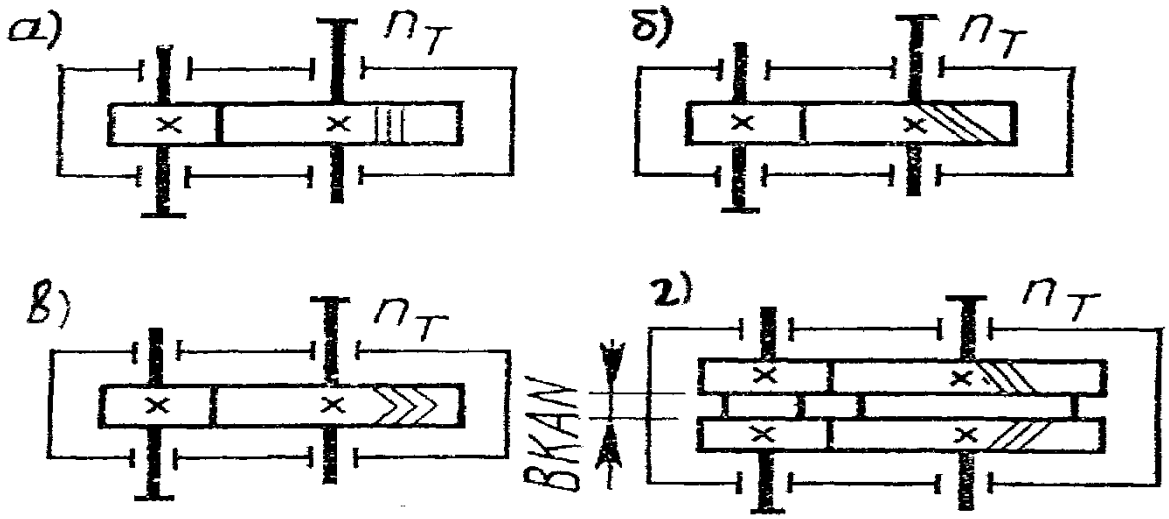


Рисунок 3.1. Схемы одноступенчатых редукторов

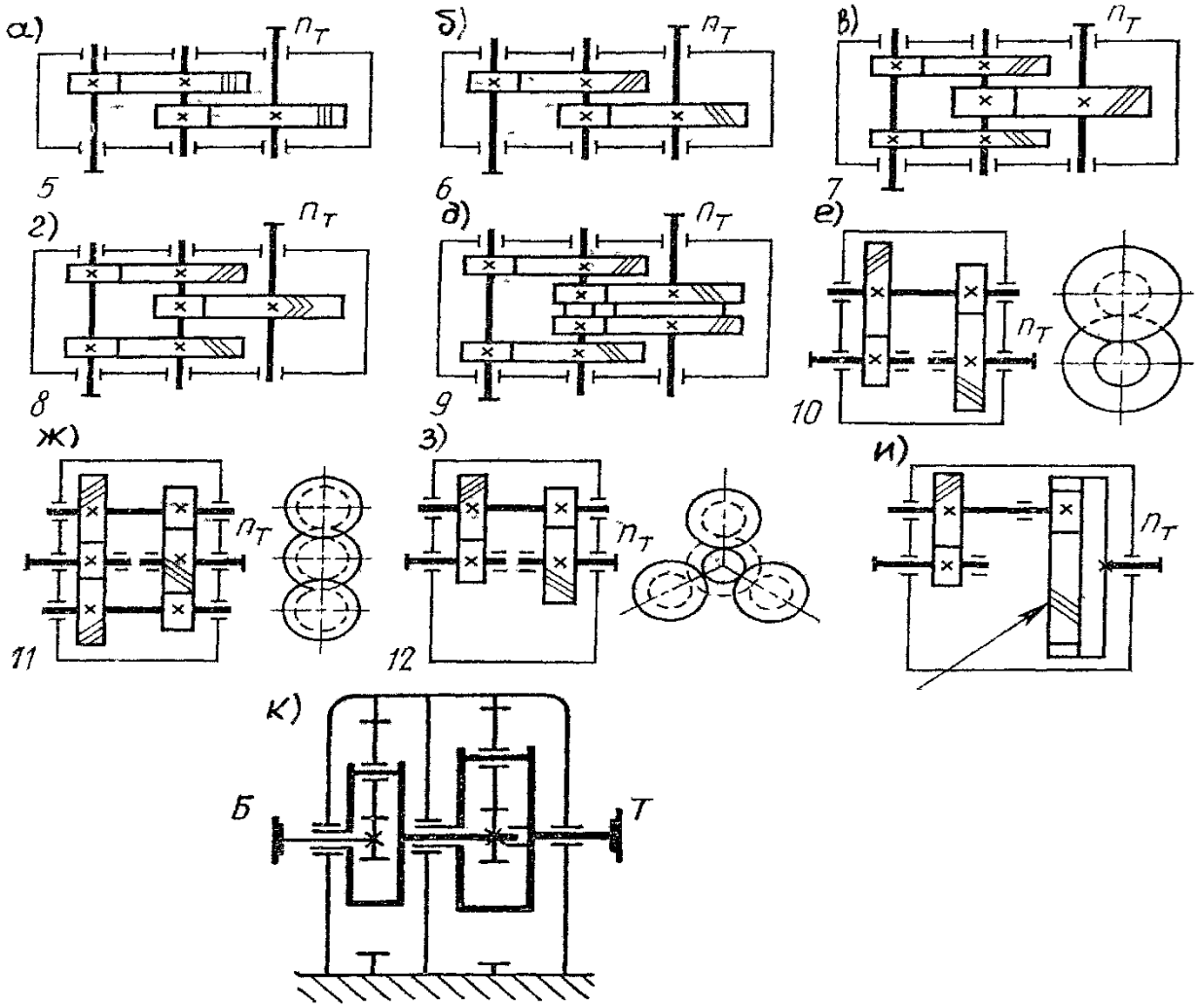


Рисунок 3.2. Схемы двухступенчатых редукторов

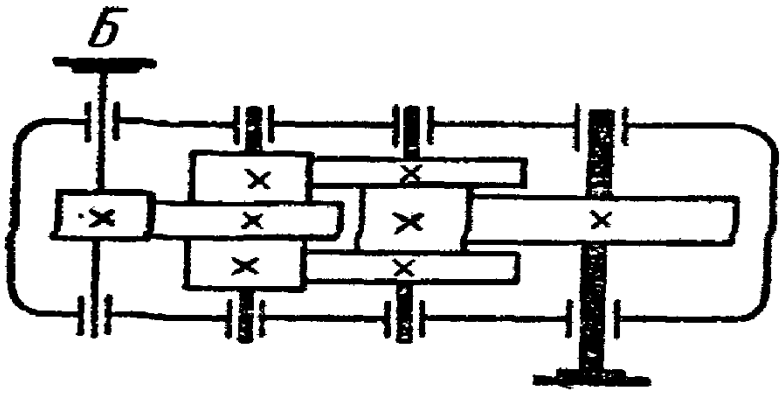


Рисунок 3.3. Схема трехступенчатого редуктора

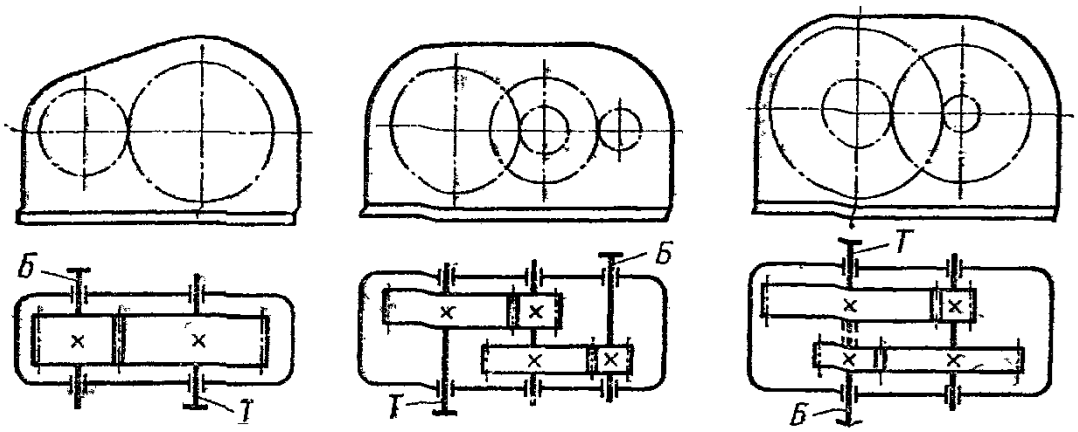


Рисунок 3.4. Схемы горизонтальных редукторов

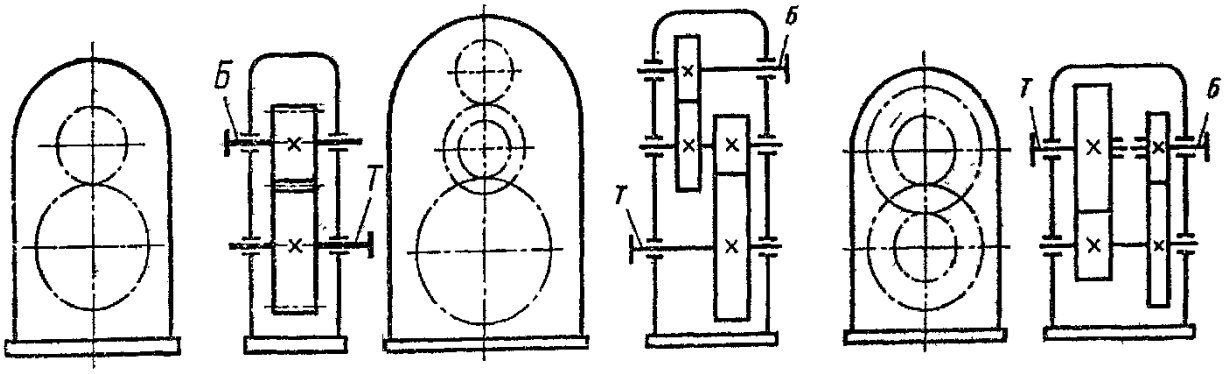


Рисунок 3.5. Схемы вертикальных редукторов

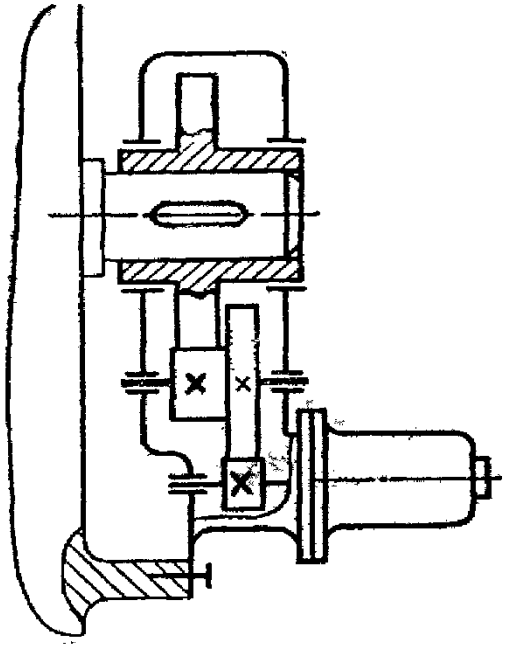


Рисунок 3.6. Схема навесного редуктора

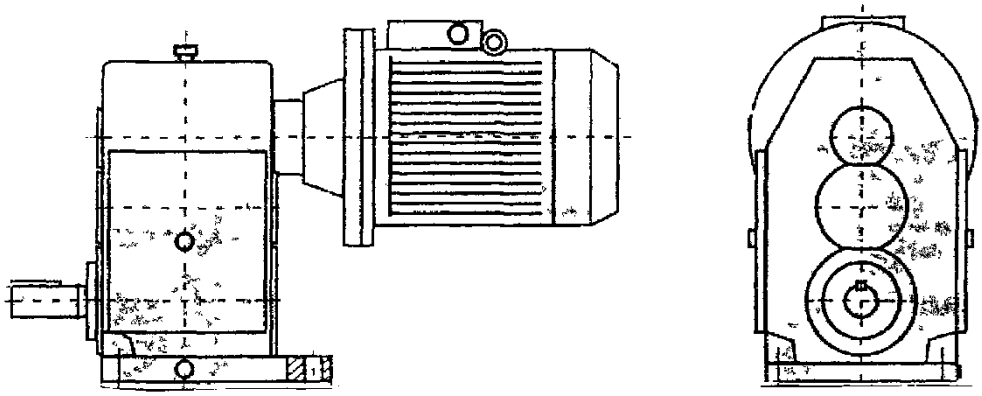


Рисунок 3.7. Схема мотор-редуктора

В редукторах с раздвоенной быстроходной рисунок 3.2, в,г,д и промежуточной, рисунок 3.3, ступенями опоры тихоходной ступени рисунок 3.2, а в трехступенчатом редукторе и быстроходной ступени, см. рисунок 3.3, расположены симметрично относительно зубчатых колес. Благодаря этому достигается равномерная загруженность опор и благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов колес.

Соосная схема с одним потоком мощности, см. рисунок 3.2, е, по массе, габаритам и стоимости близка к раздвоенной. Преимущества: большое передаточное число, мощная быстроходная ступень.

Соосные редукторы с двумя и тремя потоками мощности, см. рисунок 3.2, ж,з, значительно сложнее, требуют устройств для выравнивания нагрузки по потокам (промежуточные валы должны содержать упругие элементы, например, их выполняют в виде торсионных валов). Они целесообразны при очень больших передаваемых моментах.

Трехступенчатые редукторы выполняют преимущественно по развернутой схеме. При развернутой схеме оси валов иногда располагают в одной плоскости, совмещаемой с разъемом, что просто, но увеличивает длину и вес редуктора. Расположение быстроходной ступени в другой плоскости (угловое) несколько сложнее, но позволяет уменьшить длину, вес и унифицировать корпусные детали с двух ступенчатым редуктором. Этот вариант лучше.

Распространение получают мотор-редукторы, см. рисунок 3.7, – агрегаты, состоящие из зубчатого редуктора (с неподвижными осями зубчатых колес или планетарного) и электродвигателя, фланцы которых скрепляются между собой. Масса и габариты мотор-редуктора значительно меньше обычного привода, состоящего из отдельных агрегатов – редуктора, электродвигателя и соединительной муфты.

Находят применение компактные навесные редукторы, например, мотор-редуктор, см. рисунок 3.6, с полым выходным валом устанавливается на выходной вал приводимого в движение агрегата.

Устройство редуктора типа РЦД (рисунок 3.8).

Редуктор состоит из литого чугунного корпуса 9, в котором смонтированы подшипниковые узлы, включающие конические подшипники, крышки

подшипников 11,12,13,14,37,38 и служащие опорами для валов редуктора – входного 2, промежуточного 3 и выходного 4.

Входной и промежуточный валы выполнены в виде вала-шестерни. На промежуточном и выходном валу при помощи шпоночных соединений установлены зубчатые колеса 3 и 6.

Корпус 9 закрыт крышкой 10. В месте соединения корпуса и крышки поверхности пришабрены, при окончательной сборке покрыты герметиком. Крышка с корпусом скрепляется болтами 22 и 23. Положение крышки относительно корпуса центрируется двумя штифтами 39. В верхней части крышки имеется закрываемое смотровой крышкой 15 отверстие, предназначенное для осмотра внутренней части редуктора и заливки масла. Для регулировки зазоров в конических подшипниках применены регулировочные винты 27,28,29, которые ввинчиваются в соответствующие крышки подшипников и через нажимные шайбы 19,20,21 воздействуют на наружные кольца подшипников. Смазка передач осуществляется разбрызгиванием жидкого масла заливаемого в корпус, смазка подшипников осуществляется масляным туманом. Уровень масла контролируется жезловым маслоуказателем 1. Отработанное масло спускают через отверстия, распложенные в нижней части корпуса. Эти отверстия закрываются резьбовыми пробками 32,33.

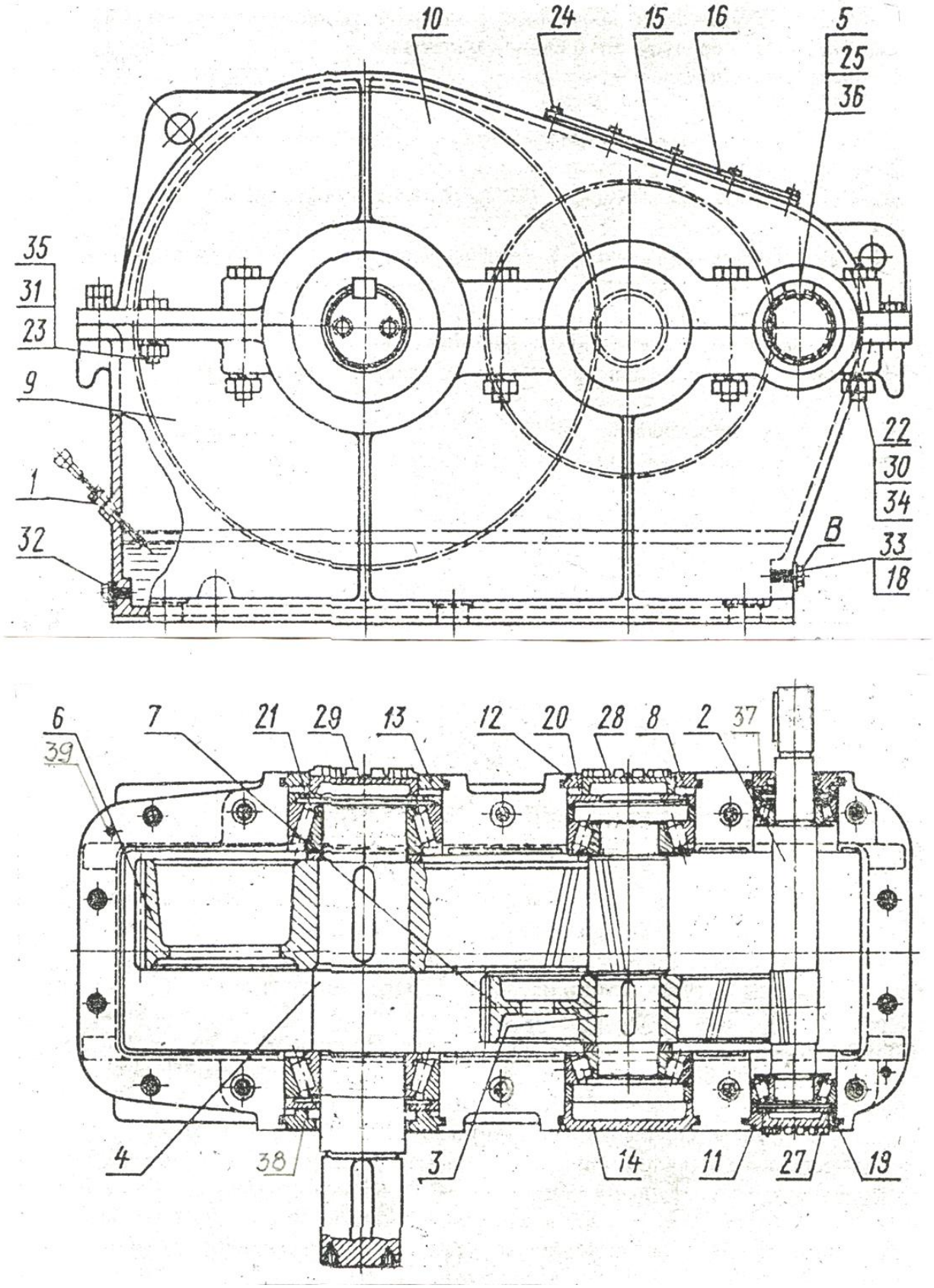


Рисунок 3.8. Редуктор цилиндрический

Порядок выполнения работы

1. Замерами определить и занести в таблицу 3.1 следующие размеры:

– габаритные размеры редуктора – длину L, ширину B, высоту H;

– расстояние от установочной плоскости редуктора до плоскости разъема h;

– межосевые расстояния: быстроходной ступени $a_{wб}$, тихоходной ступени a_{wm};

– диаметры выходных концов быстроходного и тихоходного валов $d_б$, d_m;

– длину присоединительных частей быстроходного и тихоходного валов $l_б$, l_m.

2. Разобрать редуктор:

– отвернуть гайки 30,31, извлечь болты 22,23;

– снять крышку редуктора;

– снять закладные крышки подшипников 11,12,13,14,37,38;

– снять нажимные шайбы 19,20,21;

– снять валы 2,3,4 вместе с насаженными на них деталями.

3. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей редуктора, при этом валы должны быть уложены на подставки.

4. Подсчитать числа зубьев зубчатых колес Z_i (i=1,2,3,4).

Результаты занести в таблицу 3.2.

5. Измерить:

– диаметры вершин зубьев – d_{ai}, i=1-4 (см. рисунок 2.2);

– угол наклона зубьев для каждой ступени – β_1 и β_2.

Результаты замеров внести в таблицу 3.2.

6. Определить направление зубьев колес («правое» или «левое»).

7. Определить нормальный модуль зубьев m_1 и m_2 для каждой ступени редуктора, выполнив п.7.1, в лабораторной работы № 2.

8. Рассчитать параметры зубчатых передач в соответствии с п.7.1, д лабораторной работы № 2.

Результаты расчетов внести в таблицу 3.2.

9. Собрать редуктор. Сборку производить в порядке обратном разборке.

Таблица 3.1

Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размеров	L	B	H	h	$a_{wб}$	a_{wm}	$d_б$	d_m	$l_б$	l_n
Значение, мм										

Таблица 3.2

Параметры зубчатых передач и колес

Параметры зубчатых колес и передач	Обозначение	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		замеренное	рассчитанное	замеренное	рассчитанное
1. Межосевое расстояние, мм	a_w				
2. Число зубьев колес	Z_1 / Z_2		–		–
3. Диаметр вершин зубьев, мм	d_{a1} / d_{a2}				
4. Направление зубьев					
5. Угол наклона зубьев, град	β				
6. Нормальный модуль зубьев, мм	m				
7. Начальный диаметр, мм	d_{w1} / d_{w2}				
8. Делительный диаметр, мм	d_1 / d_2				
9. Коэффициент смещения	X_1 / X_2				
10. Передаточное число	u				

Белорусский национальный технический университет
Кафедра «Строительные и дорожные машины»

Отчёт
о лабораторной работе №3
«Изучение цилиндрического зубчатого редуктора»

Выполнил студент (ка) гр……..ФИО

Принял…….ФИО

Минск 2011

3.1. Цель работы:
а) Изображение двухступенчатого цилиндрического редуктора;
б) Определение модуля зацепления быстроходной и тихоходной ступеней;
в) Определение коэффициентов смещения;
г) Определение передаточных чисел ступеней и редуктора.

3.2. Эскиз редуктора

3.3. *Таблица 3.1*

Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размеров	L	B	H	h	$a_{wб}$	a_{wm}	$d_б$	d_m	$l_б$	l_m
Значение, мм										

Таблица 3.2

Параметры зубчатых передач и колес

Параметры зубчатых колес и передач	Обозначение	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		замеренное	рассчитанное	замеренное	рассчитанное
1. Межосевое расстояние, мм	a_w				
2. Число зубьев колес	Z_1/ Z_2		–		–
3. Диаметр вершин зубьев, мм	d_{a1}/ d_{a2}				
4. Направление зубьев					
5. Угол наклона зубьев, град	β				
6. Нормальный модуль зубьев, мм	m				
7. Начальный диаметр, мм	d_{w1}/ d_{w2}				
8. Делительный диаметр, мм	d_1/ d_2				
9. Коэффициент смещения	X_1/ X_2				
10. Передаточное число	u				

3.4. Расчетные уравнения

3.5. Контрольные вопросы

1. Назначение, устройство и классификация зубчатых редукторов с цилиндрическими колесами.
2. Способы смазки передач и подшипниковых узлов.
3. Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора.
4. Что и как регулируется в редукторе?
5. Основные требования к выбору редуктора.
6. По каким формулам рассчитываются основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач?

Лабораторная работа № 4

ИЗУЧЕНИЕ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы состоит в изучении кинематических схем червячных, червячно-зубчатого, зубчато-червячного редукторов и конструкции одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка.

Оборудование
Редуктор типа «Ч», штангенциркуль, угломер, ключи гаечные, подставки.

Задание:
1. Изучить кинематические схемы червячных, червячно-зубчатого и зубчато-червячного редукторов, их преимущества, недостатки.
2. Изучить конструкцию одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка:
– разобрать редуктор;
– произвести необходимые замеры деталей;
– определить параметры червяка и червячного колеса;
– собрать редуктор.

Основные правила по технике безопасности
1. При разборке и сборке редуктор не должен перемещаться по столу.
2. Перед замером параметров червяка и червячного колеса валы в сборе с установленными на них деталями уложить на специальные подставки.

Общие сведения о червячных редукторах и их составных частях
Червячные редукторы применяют для передачи движения между валами, оси которых перекрещиваются.

Червячная передача состоит из винта, называемого червяком, и червячного колеса, представляющего собой разновидность косозубого цилиндрического колеса, зубья которого имеют особую дугообразную форму, способствующую

некоторому облеганию червяка на дуге (обычно до 100°) и соответственно увеличению длины контактной линии.

Ведущим в червячное передаче является обычно червяк, ведомым – червячное колесо; в редких случаях (для повышающих передач, например, в приводе центрифуг) ведущим может быть червячное колесо.

По относительному положению червяка и червячного колеса различают три основные схемы червячных редукторов: с верхним (рисунок 4.1,а), нижним (рисунок 4.1,б) и боковым (рисунок 4.1,в) расположением червяка.

При нижнем расположении червяка условия смазывания зацепления лучше, при верхнем – хуже, но при этом меньше вероятность попадания в зацепление металлических частиц – продуктов износа. Выбор схемы редуктора обычно обусловлен удобством компоновки привода в целом: при окружных скоростях червяка до 4-6 м/с предпочтительно нижнее расположение червяка; при бóльших скоростях возрастают потери на перемешивания масла, и в этом случае следует располагать червяк над колесом.

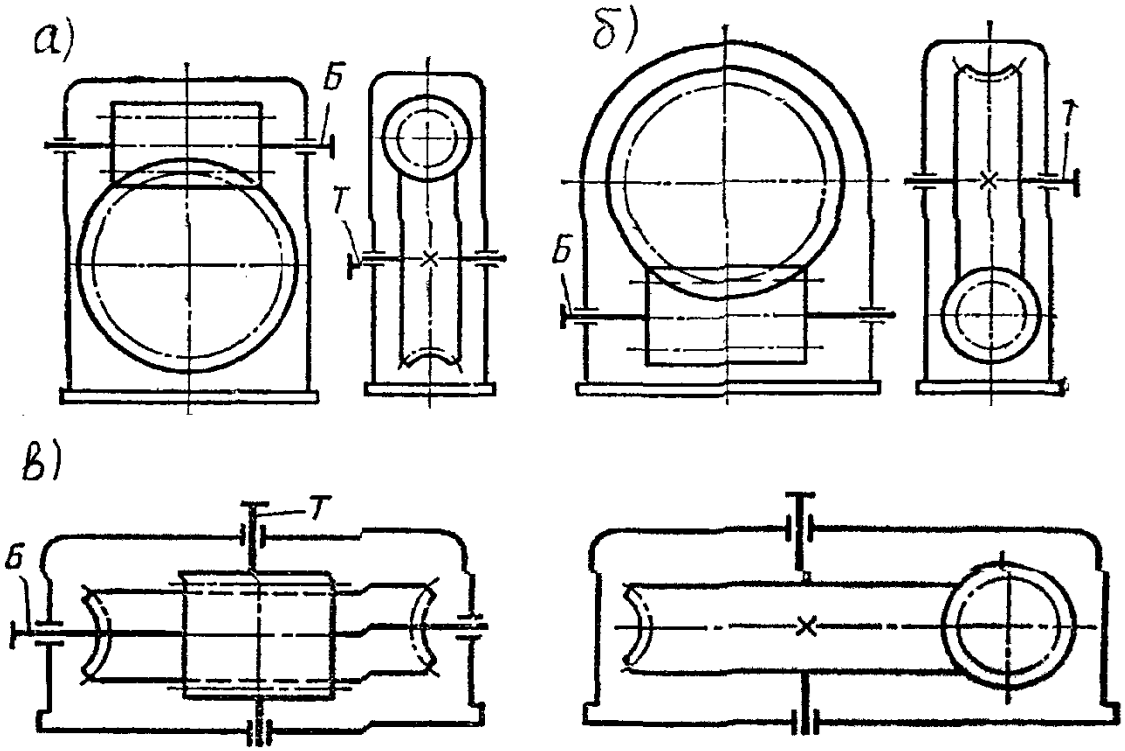


Рисунок 4.1. Схемы одноступенчатых редукторов с:
а – верхним, б – нижним, в – боковым расположением червяка

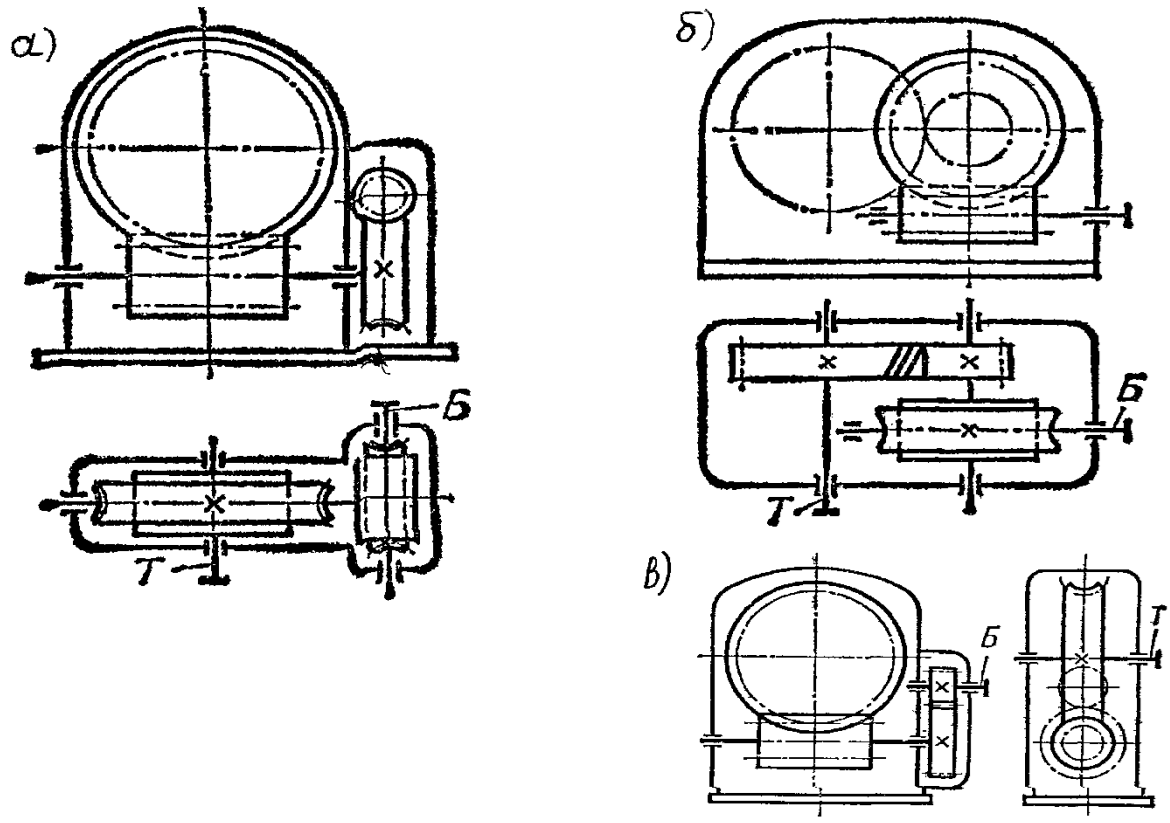


Рисунок 4.2. Схемы двухступенчатых редукторов:
а – червячный; б – червячно-зубчатый; в – зубчато-червячный

Для получения больших передаточных чисел применяют двухступенчатые редукторы, рисунок 4.2.

Различают два основных вида червячных передач: цилиндрические (с цилиндрическим червяком), наиболее распространенные и глобоидные (с глобоидным червяком). В соответствии с ГОСТ 19036-94 различают цилиндрические червячные передачи с червяками: архимедовым (*ZA*), эвольвентными (*ZL*), с прямолинейным профилем витка (*ZN*) и др.

Червяки для силовых передач изготавливают из углеродистых или легированных сталей с соответствующей термообработкой, обеспечивающей высокую твердость рабочих поверхностей (HRC45… HRC63). Направление витков следует назначать правое; левое направление витков применяют лишь в особых случаях. Для повышения качества поверхности червяки шлифуют и полируют.

Для уменьшения износа и повышения сопротивляемости заеданию червячные колеса изготавливают из материалов с высокими антифрикционными свойствами, главным образом из бронзы: оловянистой (при скоростях скольжения 5-35 м/с) и алюминиево-железистой (при скоростях скольжения до 10 м/с). Для экономии цветных металлов их делают составными: бронзовый венец (обод) устанавливается на стальную или чугунную ступицу. При скоростях скольжения до 2 м/с больших диаметрах колеса можно отливать целиком из чугуна СЧ15-32, СЧ18-36 и СЧ21-40.

Число зубьев червячного колеса Z_2 выбирают в зависимости от передаточного отношения и числа заходов червяка. В силовых передачах надо стремиться к такой

заходности червяка, чтобы Z_2=30÷70. При Z_2, близком к нижнему пределу несколько уменьшаются габариты передачи; но одновременно снижается ее КПД, так как приходится ставить червяки с малым числом заходов Z_1, поэтому Z_2=30÷50 рекомендуется лишь при сравнительно небольших передаваемых мощностях.

При больших мощностях надо стремиться повышать КПД, увеличивая Z_2 до 60÷70.

Применять Z_2>80 не рекомендуется, так как в этом случае обычно решающей становится прочность зубьев на изгиб (особенно для бронз с высокой износоустойчивостью). Брать Z_2< 28 не следует во избежание подреза зуба; при меньшем числе зубьев применяют смещение исходного контура (инструмента), как у цилиндрических зубчатых колес.

Устройство одноступенчатого червячного редуктора (рисунок 4.3).

Редуктор состоит из литого чугунного корпуса 1 с ребрами, увеличивающими теплоизлучение, необходимое для охлаждения червячной пары. В корпусе смонтированы подшипниковые узлы, включающие конические подшипники 2 и 3, крышки подшипников 4,5,6 и 7 регулировочные прокладки 8 и 9. В подшипниках 2 устанавливается вал 10, выполненный как одно целое с червяком, а в подшипниках 3 – вал 11 червячного колеса 12. Червячное колесо установлено на валу при помощи шпоночного соединения. Корпус 1 закрыт крышкой 13. В месте соединения корпуса и крышки поверхности пришабрены, при окончательной сборке покрыты герметиком. Крышка с корпусом скрепляется болтами 14. В верхней части крышки имеется закрываемое смотровой крышкой 15 отверстие, предназначенное для осмотра внутренней части редуктора и заливки масла. В смотровой крышке имеется выштампованное отверстие для сообщения внутренней полости редуктора с атмосферой. Для измерения уровня масла применяется жезловой указатель 16, а для слива – резьбовая пробка 17.

Регулировка зазоров в конических подшипниках осуществляется подбором соответствующей толщины регулировочных прокладок под крышками подшипников.

После регулирования зазоров в конических подшипниках осуществляется регулирование правильности зацепления червяка с червячным колесом. Правильность зацепления устанавливается по величине площади и расположению пятна контакта. Регулирование правильности зацепления осуществляется осевым смещение червячного колеса и червяка путем перестановки прокладок из-под одной крышки подшипника под другую без изменения суммарной их толщины.

Смазка передачи осуществляется разбрызгиванием жидкого масла заливаемого в корпус, при этом уровень масла не должен быть выше центра тел качения подшипников вала червяка. Смазка подшипников осуществляется масляным туманом.

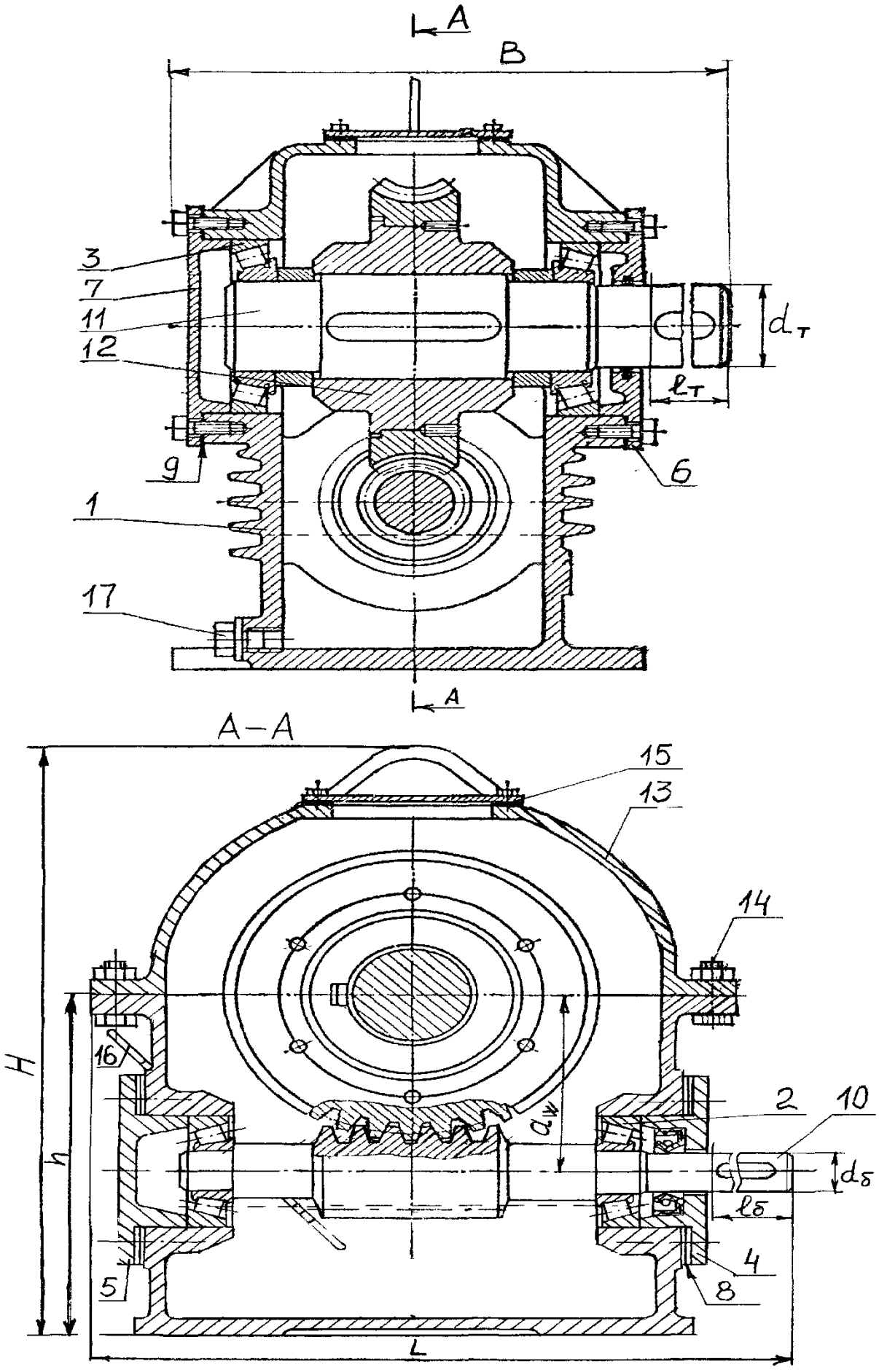


Рисунок 4.3. Редуктор червячный

Порядок выполнения работы

1. Замерами определить и занести в таблицу 4.1 следующие размеры:

– габаритные размеры редуктора – длину *L*, ширину *B*, высоту *H*;

– расстояние от установочной плоскости редуктора до плоскости разъема *h*;

– межосевое расстояние a_w;

– диаметры выходных концов быстроходного и тихоходного валов $d_б$, d_m;

– длину присоединительных частей быстроходного и тихоходного валов $l_б$, l_m.

2. Разобрать редуктор:

– отвернуть гайки и снять болты 13 и 14;

– отвернуть винты и снять крышки подшипников 3,4,5,6;

– снять крышку редуктора 12;

– извлечь червячное колесо с валом 10 и кольцами подшипников. Вал в сборе установить на подставку;

– снять червяк с подшипниками и установить на подставку.

3. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей редуктора.

4. Определить параметры червяка и червячного колеса непосредственно измерениями или расчетным путем и внести в таблицу 4.2.

5. Рассчитать модуль передачи по формуле

$$m = \frac{d_{a1} + d_{a2} - 2a_w}{4}$$

и согласовать его с нормализованным рядом по ГОСТ 2144….. (см. п.7.3, в лабораторной работы № 2).

6. Расситать коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{d_{a1}}{m} - 2$$

и согласовать его с нормализованным рядом по ГОСТ 2144….. (см. п.7.3, в лабораторной работы №2).

7. Рассчитать коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5\left(z_2 + q\right)$$

8. Рассчитать следующие параметры:

– делительный диаметр червяка $d_1 = m \cdot q$;

– начальный диаметр червяка $d_{w1} = (q + 2x)m$;

– делительный диаметр червячного колеса $d_2 = m \cdot z_2$;

– диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m$;

– диаметр вершин зубьев червячного колеса $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$;

– диаметры впадин червяка и червячного колеса

$d_{f1} = d_1 - 2{,}4m$,

$d_{f2} = d_2 - 2m(1{,}2 - x)$;

– передаточное число передачи $U = Z_2 / Z_1$.

Все расчетные параметры занести в таблицу 4.2.

9. Собрать редуктор. Сборку производить в порядке обратном разборке.

Таблица 4.1

Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размеров	L	B	H	h	a_w	$d_б$	d_m	$l_б$	l_m
Значение, мм									

Таблица 4.2

Результаты измерений и расчета параметров редуктора и элементов червячной передачи

Наименование параметра	Обозначение	Результаты	
		Расчета	Измерений или по ГОСТ
1. Межосевое расстояние, мм	a_w		
2. Число витков червяка	z_1	—	
3. Число зубьев колеса	z_2	—	
4. Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}		
5. Диаметр вершин зубьев червячного колеса, мм	d_{a2}		
6. Модуль червячной передачи, мм	m		
7. Коэффициент диаметра червяка	q		
8. Коэффициент смещения	x		—
9. Делительный диаметр червяка, мм	d_1		—
10. Начальный диаметр червяка, мм	d_{w1}		—
11. Делительный диаметр червячного колеса, мм	d_2		—
12. Диаметр впадин червяка, мм	d_{f1}		—
13. Диаметр впадин червячного колеса, мм	d_{f2}		—
14. Передаточное число передачи	u		—
15. Ширина венца червячного колеса, мм	b	—	

Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

Отчёт
о лабораторной работе №4
«Изучение червячного редуктора»

Выполнил студент (ка) гр……..ФИО

Принял…….ФИО

Минск 2011

4.1. Цель работы:
а) Изображение одноступенчатого червячного редуктора;
б) Определение модуля передачи и коэффициента диаметра червяка;
в) Определение коэффициента смещения;
г) Определение передаточного числа редуктора.

4.2. Эскиз редуктора

4.3. *Таблица 4.1*

Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размеров	L	B	H	h	a_w	$d_б$	d_m	$l_б$	l_m
Значение, мм									

Таблица 4.2

Результаты измерений и расчета параметров редуктора и элементов червячной передачи

Наименование параметра	Обозначение	Результаты	
		Расчета	Измерений или по ГОСТ
1. Межосевое расстояние, мм	a_w		
2. Число витков червяка	z_1	—	
3. Число зубьев колеса	z_2	—	
4. Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}		
5. Диаметр вершин зубьев червячного колеса, мм	d_{a2}		
6. Модуль червячной передачи, мм	m		
7. Коэффициент диаметра червяка	q		
8. Коэффициент смещения	x		—
9. Делительный диаметр червяка, мм	d_1		—
10. Начальный диаметр червяка, мм	d_{w1}		—
11. Делительный диаметр червячного колеса, мм	d_2		—

12. Диаметр впадин червяка, мм	d_{f1}		—
13. Диаметр впадин червячного колеса, мм	d_{f2}		—
14. Передаточное число передачи	u		—
15. Ширина венца червячного колеса, мм	b	—	

4.4. Расчетные уравнения

4.5. Контрольные вопросы

1. Назначение, устройство и классификация червячных редукторов.
2. Способы смазки передач и подшипниковых узлов.
3. Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора.
4. Что и как регулируется в редукторе?
5. По каким формулам рассчитываются основные геометрические параметры червячных редукторов.

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И БРАКОВКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

5.1. Цель работы:

а) обследовать состояние зубчатого колеса одного из механизмов крана и установить его дефекты;
б) установить параметры цилиндрического колеса;
в) замерить толщину зубьев по постоянной хорде;
г) замерить толщину головки зубьев;
д) определить степень выкрашивания рабочих поверхностей зубьев;
е) сделать заключение о возможности дальнейшей эксплуатации колеса.

5.2. Общие сведения.

5.2.1. Перед обследованием состояния зубчатых колес, зубчатых муфт, червячного колеса они должны быть очищены от грязи, смазки, коррозии.
5.2.2. Зубчатые колеса, зубчатые муфты, червячные колеса выбраковываются при наличии следующих дефектов:

1. Обломы зубьев;
2. Трещины любых размеров и расположения;
3. Износ зубьев по толщине:

механизмы подъема, изменения вылета – более 15%;
механизмы передвижения, поворота – более 20%;

открытые передачи – более 25%;

4. Выкрашивание более чем на 30% рабочей поверхности при глубине более 5% толщины зуба;

5. Толщина головки зуба менее 0,2 модуля передачи.

5.2.3. Для расшифровки зубчатого колеса подсчитывается:
число зубьев колеса – Z;
измеряются диаметры:
вершин зубьев – d_a;
впадин зубьев – d_f;
угол наклона линии зуба – β .
Каждый параметр измеряется 3-5 раз, по возможности на менее изношенных зубьях, и подсчитывается среднее арифметическое измерений.
Результаты заносятся в таблицу 5.1.

Таблица 5.1

Параметры зубчатого колеса

Параметры	Обозна-чение	Един. измер.	Повторность измерений					Сумма, Σ	Среднее значение
			1-я	2-я	3-я	4-я	5-я		
Число зубьев колеса*	Z	шт.							
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм							
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм							
Угол наклона линии зуба	β	град.							

* - число зубьев считается один раз

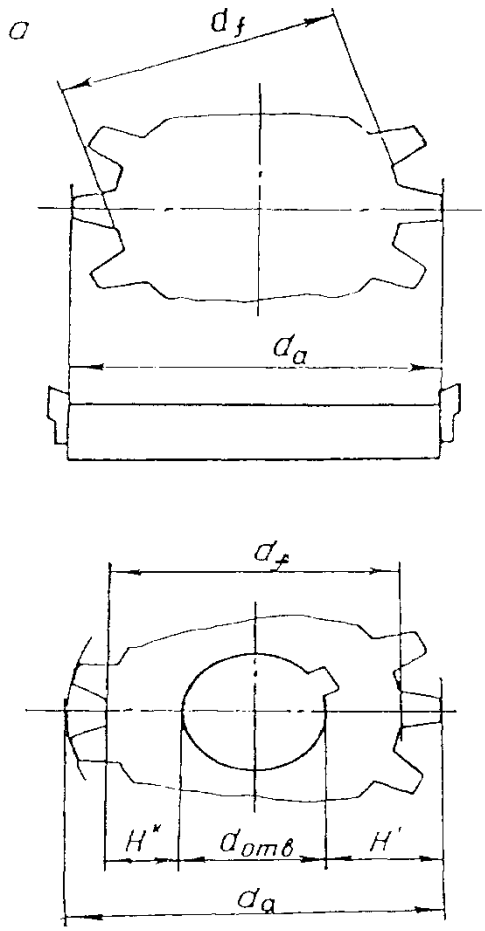


Рисунок 5.1. Схема обмера диаметров вершин *(d_a)* и впадин *(d_f)* зубчатого колеса:

а – при четном числе зубьев (диаметры d_a и d_f, измеряются штангенциркулем;

б – при нечетном числе зубьев (диаметры d_a и d_f, *определяются по формулам:* $d_a = d_{отв} + 2H'$ *и* $d_f = d_{отв} + 2H''$*)*

Определяются параметры исходного контура:

m – модуль;

α – угол главного профиля.

Коэффициенты:

высота головки зуба – ha*

радиального зазора – c*

смещения – x.

На рисунке 5.1 показаны схемы обмера диаметров вершин *(d_a)* и впадин *(d_f)* зубчатого колеса при четном числе *(z)* и нечетном числе зубьев зубчатого колеса. Обмеры производятся штангенциркулем.

Определяются по основному шагу P_B параметры исходного контура: угол главного профиля α и модуль m.

Существует несколько способов определения основного шага в зависимости от наличия зубоизмерительных приборов, инструмента и приспособлений (с помощью шагомера, нормалемера и др.).

Так, с помощью нормалемера измеряют расстояния по нормали W_n и W_{n+k} (рисунок 5.2) между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным рабочим поверхностям, охватывая *«n»* и *«n+k»* зубьев (табл.5.2).

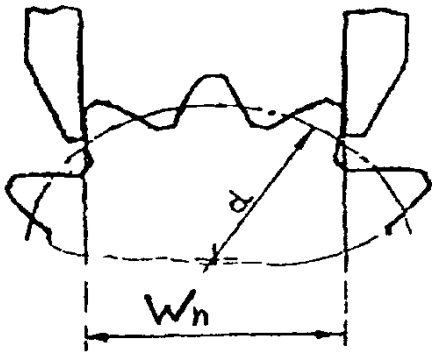


Рисунок 5.2.

Таблица 5.2

Число зубьев колеса, z	Число «Z_n» охватываемых зубьев при замере	Число «Z_{n+k}»
14-18	2	3
19-27	3	4
28-36	4	5; 6
37-45	5	6; 7
46-54	6	8; 9
55…	7	9; 10

Тогда

$$P_в = \frac{W_{n+k} - W_n}{Z_{n+k} - Z_n} \qquad (1)$$

Модуль зацепления при угле профиля α исходного контура

$$m = \frac{P_в}{\pi \cdot \cos\alpha}, \text{ мм} \qquad (2)$$

Если $\alpha = 20^\circ$, то $m = 0{,}3387\ P_B$. Найденное значение модуля следует согласовать со стандартным.

Стандартные модули:

1-ый ряд – 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20 ...

2-ой ряд – 1,75; 2,25; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18 ...

В таблице 5.3 приведены расчетные значения шага по основной окружности в зависимости от угла профиля и модуля зацепления.

Таблица 5.3

Расчетные значения шага P_B (мм)

Угол профиля. α	Значение, *m*										
	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75
15°	3,793	4,532	5,310	6,069	6,828	7,586	8,345	9,104	9,862	10,621	11,379
20°	3,690	4,428	5,166	5,904	6,642	7,380	8,118	8,856	9,594	10,332	11,070
	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8	9,0		10
15°	12,138	13,055	15,173	16,69	18,207	19,724	20,242	24,276	27,311		30,345
20°	11,809	13,285	14,761	16,237	17,713	19,186	20,665	23,617	26,569		29,521

Коэффициент смещения можно найти по формуле

$$X' = \left[\frac{W}{m \cdot \cos\alpha} - \pi(Z - 0{,}5) - z \cdot inv\,\alpha\right] / 2tg\,\alpha \qquad (3)$$

где вместо *W* и *Z* подставляют соответственно W_n и Z_n или W_{n+k} и Z_{n+k};
$inv\,\alpha = tg\,\alpha - \alpha$; *если* $\alpha = 15°$ *invl5°* = *0,00615,*
если $\alpha = 20°$ *inv20°* = *0,0149.*

Большинство зубчатых колес с внешними зубьями нарезается стандартным инструментом реечного типа. Тогда величина суммы коэффициента головки зуба *ha** и радиального зазора *c** равна

$$ha^* + c^* \approx \frac{z}{2\cos\beta} - \frac{^d f}{2m} + x' \qquad (4)$$

Полученное значение *(ha* + c*)* сопоставляется и принимаются *ha** и *c** ближайшие со значениями из стандартов:

*ha** _ _ _ 0,8 1,0 1,25 1,5
*c** _ _ _ 0,2 0,25 0,3 0,35

Тогда коэффициент смещения инструмента

$$X = (ha^* + c^*) + \frac{^d f}{2m} - \frac{z}{2\cos\beta} \qquad (5)$$

Значительное расхождение может быть следствием того, что колесо нарезано долбяком или специальным инструментом.

Расчетные значения диаметров колес зубчатого зацепления, если $X_\Sigma = 0\,(X_1 = X_2 = 0$ *или* $X_1 = -X_2)$ *и* $\Delta y = 0$, определяются по формулам:

делительный диаметр

$$d = \frac{mz}{\cos\beta} \qquad (6)$$

диаметр вершин зубьев

$$d'_a = d + 2m(ha^* + x) \qquad (7)$$

диаметр впадин зубьев

$$d'_f = d - 2m(ha^* + c^* - x) \quad (8)$$

В общем случае коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = 2ha^* + c^* - \frac{\Delta}{2m}$$

где $\Delta = d_a - d_f$.

Тогда

$$d'_a = d + 2m(ha^* + x - \Delta y)$$

$$d'_f = d - 2m(ha^* + c^* - x)$$

5.2.4. Контроль толщины зуба большей частью выполняют по постоянной хорде (S_c), которая представляет собой отрезок прямой, соединяющей две точки левой и правой боковых поверхностей зуба, принадлежащих одной соосной цилиндрической поверхности и нормалям, приведенным к ним из одной точки делительной окружности диаметра d (рисунок 5.3).

Толщина зуба измеряется при помощи кромочного штангензубомера, который имеет горизонтальную шкалу для замера толщины зуба $(\bar{S}_c)$ по хорде и вертикальную шкалу для замера радиального расстояния $(\bar{h}_c)$ от этой хорды до окружности вершин зубьев колеса. Обе шкалы снабжены нониусами. На этом расстоянии фиксируют установочный упор, который перемещается по вертикальной шкале до тех пор, пока не упрется в вершину зуба, а затем сдвигаем губки штангензубомера до касания с боковыми поверхностями зуба и по горизонтальной шкале определяют хордальную толщину зуба.

Толщину зуба можно определять и штангензубомером с микрометрическими головками (рисунок 5.4) или тангенциальным зубомером (рисунок 5.5).

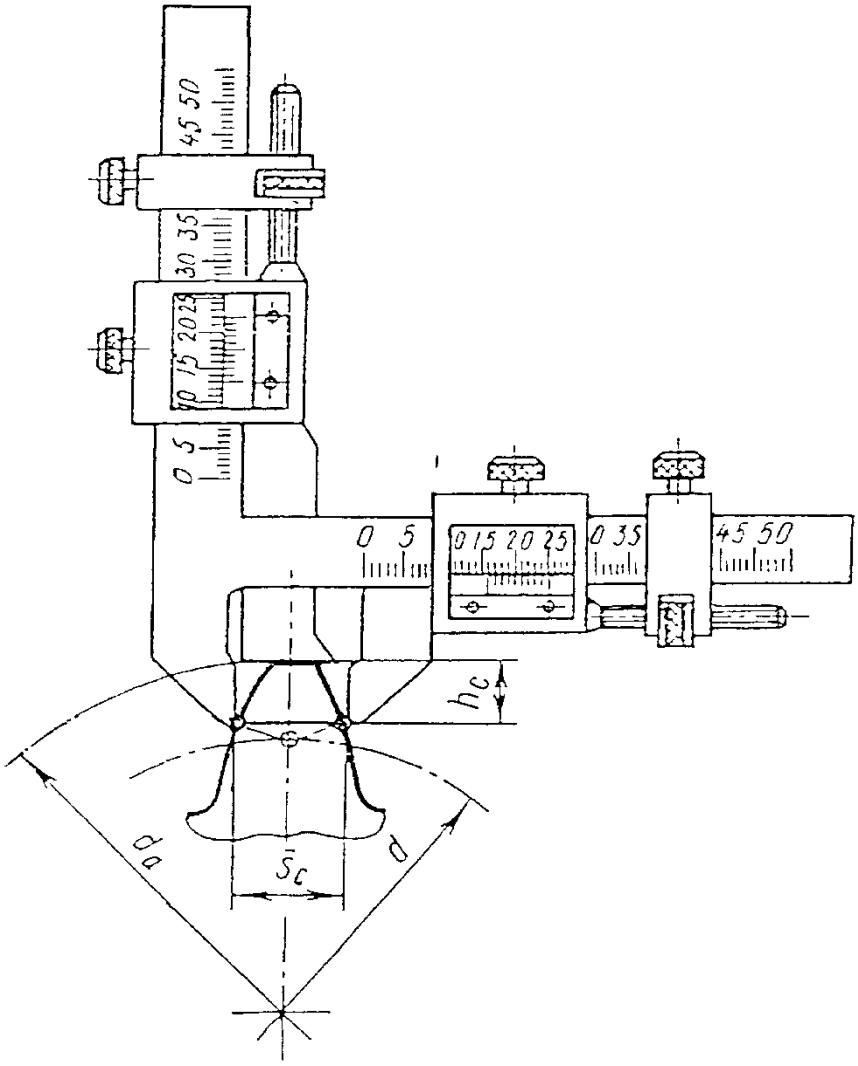


Рисунок 5.3. Контроль толщины зуба штангензубомером

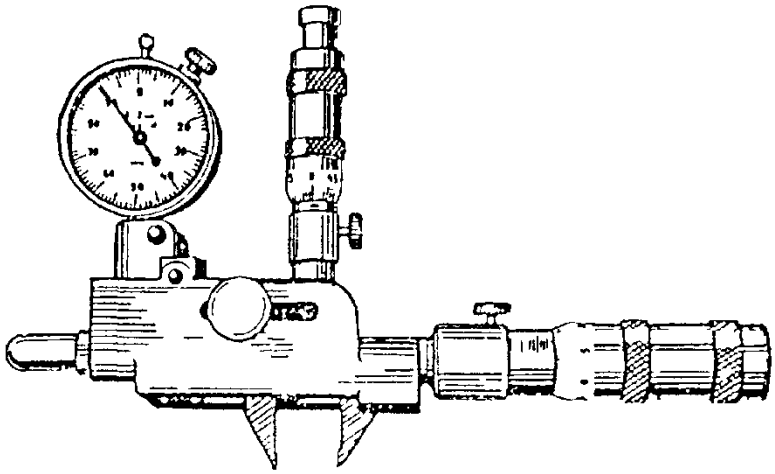


Рисунок 5.4. Зубомер кромочный ЗИМ-16

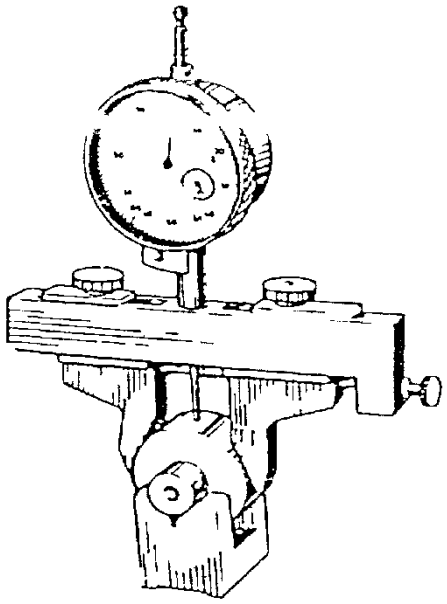


Рисунок 5.5. Зубомер тангенциальный 23011

Тангенциальные зубомеры более удобны для этих измерений из-за того, что номинальные размеры толщины зуба и положение линии измерения устанавливается при помощи микрометрических винтов, а отклонение толщины зубьев определяется по индикатору.

Для цилиндрических зубчатых колес длина постоянной хорды

$$S'_{cx} = S_c + x \cdot m \cdot sin2\alpha \qquad (9)$$

где $S_c = 1{,}38705 \times m$ – длина постоянной хорды для зубчатых колес, нарезанных без смещения исходного контура с углом зацепления $\alpha = 20°$.

Высота зуба до постоянной хорды

$$h_{cx} = 0{,}5(d_a - d - S'_{cx} \cdot tg\,\alpha) \qquad (10)$$

5.2.5. Толщина головки зуба определяется по формуле

$$S'_a = m\frac{d_a}{d}\left(\frac{\pi}{2} + 2X \cdot tg\,\alpha\right) + d_a\left(inv\,\alpha - inv\,\alpha_a\right) \qquad (11)$$

где α_a – угол профиля зуба в точке на окружности вершин.

Известно, что

$$cos\,\alpha_a = d_b/d_a\ ;\ \ d_b = d \cdot cos\,\alpha_t\ ;\ \ \alpha_t = arctg\left(\frac{tg\,\alpha}{cos\,\beta}\right),$$

где d_b – диаметр основной (базовой) окружности,

α_t – угол профиля.

Значения функции $inv\alpha$ приведены в таблице 5.4.

5.2.6. Определение степени выкрашивания рабочих поверхностей зубьев.

Бракуют зубчатые колеса по площади усталостного выкрашивания, если она превышает 30% рабочей поверхности зуба, а глубина их превышает 5% толщины зуба.

При определении выкрашивания пользуются линейкой, штангенциркулем, механическим глубиномером «Допуск-С2» (рисунок 5.6).

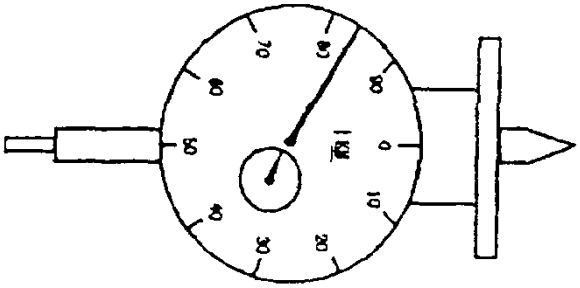


Рисунок 5.6. Механический глубиномер «Допуск-С2»

Таблица 5.4

Значения $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$

α^0	Часть числа, общая для всей строки	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*13*	*14*
1	0 000	00 177	00 225	00 281	00 346	00 420	00 504	00 598	00 704	00 821	00 950	01 092	01 248
2	0 000	01 418	01 603	01 804	02 020	02 253	02 503	02 771	03 058	03 364	03 689	04 035	04 402
3	0 000	04 790	05 201	05 634	06 091	06 573	07 079	07 610	08 167	08 751	09 362	10 000	10 668
4	0 000	11 364	12 090	12 847	13 634	14 453	15 305	16 189	17 107	18 059	19 045	20 067	21 125
5	0 000	22 220	23 352	24 522	25 731	26 978	28 266	29 594	30 963	32 374	33 827	35 324	36 684
6	0 00	03 845	04 008	04 175	04 317	04 524	04 706	04 897	05 093	05 280	05 481	05 687	05 898
7	0,00	06 115	06 337	06 564	06 797	07 035	07 279	07 528	07 783	08 044	08 310	08 582	08 861
8	0 00	09 145	09 435	09 732	10 034	10 343	10 559	10 980	11 308	11 643	11 984	12 332	12 687
9	0,00	13 048	13 416	13 792	14 174	14 563	14 960	15 363	15 774	16 193	16 618	17 051	17 492
10	0,00	17 941	18 397	18 860	19 332	19 812	20 299	20 795	21 299	21 810	22 330	22859	23 396
11	0,00	23 941	24 495	25 057	25 628	26 208	26 797	27 394	28 001	28 616	29 241	29 875	30 518
12	0,00	31 171	31 832	32 504	33 185	33 875	34 575	35 285	36 005	36 735	37 474	38 224	38 984
13	0,00	39 754	40 534	41 325	42 126	42 938	43 760	44 593	45 437	46 291	47 157	48 033	48 921
14	0,00	49 819	50 729	51 650	52 582	53 526	54 482	55 448	56 427	57 417	58 420	59 434	60 460
15	0,00	61 498	62 548	63 611	64 686	65 773	66 873	67 985	69 110	70 248	71 398	72 561	73 738
16	0 0	07 493	07 613	07 735	07 857	07 982	08 107	08 234	08 362	08 492	08 623	08 756	08 889
17	0 0	09 025	09 161	09 299	09 439	09 580	09 722	09 866	10 012	10 158	10 307	10 456	10 608
18	0,0	10 760	10 915	11 071	11 228	11 387	11 547	11 709	11 873	12 038	12 205	12 373	12 543
19	0,0	12 715	12 888	13 063	13 240	13 418	13 598	13 779	13 963	14 148	14 334	14 523	14 713
20	0,0	14 904	15 098	15 293	15 490	15 689	15 890	16 092	16 296	16 502	16 710	16 920	17 132
21	0,0	17 345	17 560	17 777	17 996	18 217	18 440	18 665	18 891	19 120	19350	19 583	19 817
22	0,0	20 054	20 292	20 533	20 775	21 019	21 266	21 514	21 765	22 018	22 272	22 529	22 788
23	0,0	23 049	23 312	23 577	23 845	24 114	24 386	24 660	24 936	25 214	25 495	25 778	26 062
24	0,0	26 350	26 639	26 931	27 225	27 521	27 820	28 121	28 424	28 729	29 037	29 348	29 660
25	0,0	29 975	30 293	30 613	30 935	31 260	31 587	31 917	32 249	32 583	32 920	33 260	33 602
26	0 0	33 947	34 294	34 644	34 997	35 352	35 709	36 069	36 432	36 796	37 168	37 537	37 910
27	0 0	38 287	38 666	39 047	39 432	39 819	40 209	40 602	40 997	41 395	41 797	42 201	42 607
28	0 0	43 017	43 430	43 845	44 264	44 685	45 110	45 537	45 967	46 400	46837	47 276	47

Продолжение таблицы 5.4

α^0	Часть числа, общая для всей строки	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*13*	*14*
29	0,0	48 164	48 612	49 064	49 518	49 976	50 437	50 901	51.368	51 838	52 312	52788	53
30	0,0	53 751	54 238	54 728	55 221	55 717	56 217	56 720	57 226	57 736	58 249	58 765	59
31	0,0	59 809	60'336	60 866	61 400	61 937	62 478	63 022	63 570	64 122	64 677	65 236	65
32	0,0	66 364	66 934	67 507	68 084	68 665	69 250	69 838	70 430	71 026	71 626	72 230	72
33	0,0	73 449	74 064	74 684	75 307	75 934	76 565	77 200	77 839	78 483	79 130	79 781	80
34	0,0	81 097	81 760	82 428	83 100	83 777	84 457	85 142	85 832	86 525	87 223	87925	88
35	0,0	89 342	90 058	90 777	91 502	92 230	92 963	93 701	94 443	95 190	95 942	96 698	97
36	0,	09 822	09 899	09 977	10 055	10 133	10 212	10 292	10 371	10 452	10 533	10 614	10
37	0,	10 788	10 861	10 944	11 028	11 113	11 197	11 283	11 369	11 455	11 542	11 630	11
38	0,	11 806	11 895	11 985	12 075	12 165	12 257	12 348	12 441	12 534	12 627	12 721	12
39	0,	12 911	13 006	13 102	13 199	13 297	13 395	13 493	13 592	13 692	13 792	13 893	13
40	0,	14 097	14 200	14 303	14 407	14 511	14 616	14 722	14 829	14 936	15 043	15 152	15
41	0,	15 370	15 480	15 591	15 703	15 815	15 928	16 041	16 156	16 270	16 386	16 502	16
42	0,	16 737	16 855	16 974	17 093	17 214	17 336	17 457	17 579	17 702	17 826	17 951	18
43	0,	18 202	18 329	18 457	18 585	18 714	18 844	18 975	19 106	19 238	19 371	19 505	19
44	0,	19 774	19 910	20 047	20 185	20 323	20 463	20 603	20 743	20 885	21 028	21 171	21
45	0,	21 460	21 606	21 753	21 900	22 049	22 198	22 348	22 499	22 651	22 804	22 958	23
46	0,	23 268	23 424	23 582	23 740	23 899	24 059	24 220	24 382	24 545	24 709	24 874	25
47	0,	25 206	25 374	25 543	25 713	25 883	26 055	26 228	26 401	26 576	26 752	26 929	27
48	0,	27 285	27 465	27 646	27 828	28 012	28 196	28 381	28 567	28 755	28 943	29 133	29
49	0,	29 516	29 709	29 903	30 098	30 295	30 492	30 691	30 891	31 092	31 295	31 498	31
50	0,	31 909	32 116	32 324	32 534	32 745	32 957	33 171	33.385	33 601	33 818	34 037	34
51	0,	34 478	34 700	34 924	35 149	35 376	35 604	35 833	36 063	36 295	36 529	36 763	36
52	0,	37 237	37 476	37 716	37 958	38 202	38 446	38 693	38 941	39 190	39.441	39 693	39
53	0,	40 202	40 459	40 717	40 977	41 239	41 502	41 767	42 034	42 302	42571	42 843	43
54	0,	43 390	43 667	43 945	44 425	44 506	44 789	45 074	45 361	45 650	45 940	46 232	46
55	0,	46 822	47 119	47 419	47 720	48 023	48 328	48 635	48 944	49 255	49 568	49 882	50
56	0,	50 518	50 838	51 161	51 486	51 813	52 141	52 472	52 805	53 141	53 478	53 817	54
57	0,	54 503	54 849	55 197	55 547	55 900	56 255	56 612	56972	57 333	57 698	58 064	58
58	0,	58 804	59 178	59 554	59 933	60 314	60 697	61 083	61 472	61 863	62 257	62 653	63
59	0,	63 454	63 858	64 265	64'674	65 086	65 501	65 919	66 340	66 763	67 189	67 618	68

Выкрашивание на рабочей поверхности зубьев происходит, как правило, у шестерен, имеющих твердость поверхности больше 45HRC$_э$. При меньшей твердости износ зубьев по толщине предупреждает выкрашивание. Этот дефект возникает также при работе зубчатых передач без смазки и в открытых передачах. Определение допустимой площади выкрашивания на сторону зуба производится по формуле:

$$F_{доп} = B_1 \cdot B_2 \text{, мм}^2 \qquad (12)$$

где B_1 – условная допустимая длина выкрошенного участка определяется:

$$B_1 = A \cdot B_{черт},$$

где A – коэффициент, зависящий от отношения $B_{черт}$ к модулю $\left(\frac{B_{черт}}{m}\right)$,

для конических колес – наибольший модуль, $B_{черт}$ – номинальная длина зуба по чертежу (ширина зуба), в конических шестернях – по вершине зуба.

Величина коэффициента A для зубчатых пар редукторов со смазкой указаны в таблица 5.5.

Таблица 5.5

Значение коэффициента А для зубчатых передач

Характер передачи	$\frac{B_{черт}}{m}$				
	3,5-5,0	5-8	8-10	10-15	свыше 15
	Значение коэффициента *А*, %				
Цилиндрические зубчатые передачи: - передвижные шестерни - шестерни постоянного зацепления	 15-20 18-20	 11-12 14-15	 7-9 12-13	 6,2-6,8 11-11,5	 4-5 7-8
Прямозубые конические зубчатые передачи	21-28	13-19	8-10	5-6	3-4

Условная допустимая ширина выкрошенного участка (B_2) определяется:

$B_2 = \sqrt{m}$, здесь m – модуль, мм

Значения B_2 представлены в таблице 5.6.

Таблица 5.6

Допустимая ширина выкрошенного зуба, мм

m	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10
B_2	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,6	2,8	3	3,2

Допустимая площадь выкрашивания сопоставляется с действительно измеренной, при этом глубина не должна превышать 5% толщины зуба по делительной окружности.

Местное выкрашивание площадью менее 1,5 мм^2 не дефектуется.
Сколы и выкрашивания на торцах зубьев возникают в шестернях, зубья которых имеют твердость 45HRC$_э$, при кратковременных ударных нагрузках по торцам при вводе шестерен в зацепление. Допустимая глубина скола и выкрашивания – не более 1 мм, а длина по рабочей стороне зуба, измеренная от торца, – не более 2-2,5 мм (последняя величина для шестерен, имеющих длину зуба по чертежу более 30 мм).

5.3. Порядок выполнения работы.

5.3.1. Обследовать образец зубчатого колеса в соответствии с п.5.2.1.
При этом установить наличие:
облома зубьев;
трещин;
износа зубьев по толщине;
износа головки зубьев;
выкрашивание рабочих поверхностей зубьев.
Результаты обследования занести в таблицу 5.7.

Таблица 5.7

Наименование дефекта	Наличие дефекта
Облом зубьев	
Трещины	
Износ зубьев по толщине	
Износ головки зубьев	
Выкрашивание рабочих поверхностей зубьев	

5.3.2. Определить основные размеры и параметры зубчатого колеса:
число зубьев;
диаметр вершин зубьев d_a или $d_{отв}$ и H' (см.рис.5.1);
диаметр впадин зубьев d_f или $d_{отв}$ и H'' (см.рис.5.1);
угол наклона зубьев β° (для косозубых колес);
длину общей нормали W_n и W_{n+k} (см.рис.5.2);
число охватываемых зубьев Z_n и Z_{n+k} (см.рис.5.2).
Данные занести в таблицу 5.8.

Таблица 5.8

Параметры	Обозначение	Един. измер.	Величина
Число зубьев	Z	шт.	
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм	
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм	
Параметры	Обозначение	Един. измер.	Величина
Диаметр отверстия, рис. 5.1б	$d_{отв}$	мм	

Высота, рис. 5.1б	H'	мм	
Высота, рис. 5.1б	H''	мм	
Угол наклона линии зуба	β	град.	
Число охватываемых зубьев	Z_n	шт.	
Число охватываемых зубьев	Z_{n+k}	шт.	
Длина общей нормали	W_n	мм	
Длина общей нормали	W_{n+k}	мм	

5.3.3. Выполнить расчеты следующих параметров.
Для зубчатых колес с нечетным числом зубьев рассчитывают:
диаметр вершин зубьев $d_a = d_{отв} + 2H'$;
диаметр впадин зубьев $d_f = d_{отв} + 2H''$.
Результаты расчетов занести в таблицу 5.8.
Рассчитывают:
основной шаг $P_в$ по формуле (1);
модуль зацепления m по формуле (2);
полученное значение согласовывают со стандартом;
коэффициент смещения x' по формуле (3);
сумму коэффициентов головки зуба и радиального зазора $(h_a^* + c^*)$ по формуле (4);
полученное значение округляют и принимают по стандарту h_a^* и c^*.
Для зубчатых колес, изготовленных со смещением исходного контура уточняют коэффициент смещения x по формуле (5).
Рассчитывают:
делительный диаметр d по формуле (6);
диаметр вершин зубьев d_a по формуле (7);
диаметр впадин зубьев d_f по формуле (8);
высоту зуба до постоянной хорды h_{cx}; толщину зуба S_{cx} и толщину головки зуба S_a по формулам (9-11);
допустимую площадь выкрашивания на сторону зуба $F_{доп}$ по формуле (12).
Результаты расчетов занести в таблицу 5.9.

Таблица 5.9

Параметры	Обозначение	Един. измер.	Величина
Основной шаг	$P_в$	мм	
Модуль зацепления	m	мм	
Коэффициент смещения (предварительный)	x'	-	
Сумма коэффициентов головки зуба и радиального зазора	$h_a^* + c^*$	-	
Параметры	Обозначение	Един. измер.	Величина
Коэффициент головки зуба	h_a^*	-	

Коэффициент радиального зазора	c^*	-	
Коэффициент смещения	x	-	
Делительный диаметр	d	мм	
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм	
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм	
Высота зуба до постоянной хорды	h_{cx}	мм	
Толщина зуба	S_{cx}	мм	
Толщина головки зуба	S_a	мм	
Допустимая площадь выкрашивания на сторону зуба	F_{don}	мм^2	

Примечание: расхождение диаметров d_a и d_f, замеренных и d_a и d_f расчетных должно быть незначительным.

5.3.4. Замерить:

толщину зуба на высоте постоянной хорды, мм S_{cx},

толщину головки зуба, мм S_a,

длину зуба, мм l_3,

зону выкрашивания (рисунок 5.7), мм^2 l *x в,*

глубину выкрашивания, мм h.

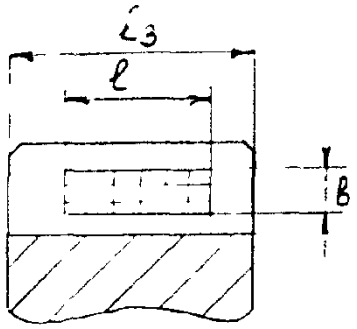


Рисунок 5.7. Схема к определению площади выкрашивания зуба

Определяют:

Износ зубьев по толщине

$$\Delta S_{cx} = \frac{S'_{cx} - S_{cx}}{S'_{cx}} \cdot 100\% ; \; \Delta S_{cx} = S'_{cx} - S_{cx}$$

Износ головки зуба по толщине

$$\Delta S_a = S'_a - S_a$$

Рабочую поверхность

$$A_{раб} = l_3 \cdot 0{,}5\left(d_a - d_b\right)$$

Результаты замеров и расчетов занести в таблицу 5.10.

Таблица 5.10

№ п/п	Размер или параметр	Обозна-чение	Величина	Величина или величина изменения		Примечание
				допустимая	действительная	
1.	Толщина зуба, мм	S_{cx}		$\frac{(0{,}15\text{-}0{,}3)\,S'_{cx}}{\text{-------}}$		
2.	Толщина головки зуба, мм	S_a,		$\frac{0{,}2*m}{\text{----}}$		
3.	Длина зуба, мм	l_3		–	–	
4.	Рабочая поверхность, мм^2	$A_{раб}$				
5.	Зона выкрашивания, мм^2	$l\ x\ в$		$\underline{0{,}3*A_p}$		
6.	Глубина выкрашивания, мм	h		$\underline{0{,}05*S_{cx}}$		

Выводы:

5.4. Требования по технике безопасности.

Перед проведением лабораторной работы преподаватель обязан проинструктировать слушателей по технике безопасности на рабочем месте.

5.5. Оборудование и инструмент.

Штангенциркуль, штангензубомер, глубиномер «Допуск-С2», нормалемер микрометрический, угломер, образцы зубчатых колес разной степени изношенности.

Литература:

1. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. И.А. Болотовский, Б.И.Гурьев, В.Э.Смирнов, Б.И.Шендерей. М., Машиностроение, 1974.
2. Котельников В.С. и др. Справочник по техническому обслуживанию, ремонту и диагностированию грузоподъемных кранов. Т2. М.: ПИО ОБТ. 1996.-408 с.

Белорусский национальный технический университет
Кафедра «Строительные и дорожные машины»

Отчёт
о лабораторной работе №5
«Определение основных параметров
и браковка зубчатых колес»

Выполнил студент (ка) гр……..ФИО

Принял…….ФИО

Минск 2011

5.1. Цель работы:

а) Оценка состояния зубьев колеса по степени износа и питтинга рабочих поверхностей;

б) Определение модуля зацепления;

в) Определение коэффициента смещения.

5.2. Схема обмера зубчатого колеса

Рисунок 5.1. Схема обмера диаметров вершин *(d_a)* и впадин *(d_f)* зубчатого колеса:

а – при четном числе зубьев (диаметры d_a и d_f, измеряются штангенциркулем;

б – при нечетном числе зубьев (диаметры d_a и d_f, *определяются по формулам:* $d_a = d_{отв} + 2H'$ *и* $d_f = d_{отв} + 2H''$*)*

5.3. *Таблица 5.1*

Результаты обследования колеса

Наименование дефекта	Наличие дефекта
Облом зубьев	
Трещины	
Износ зубьев по толщине	
Износ головки зубьев	
Выкрашивание рабочих поверхностей зубьев	

5.4. *Таблица 5.2*

Результаты обмера колеса

Параметры	Обозначение	Един. измер.	Величина
Число зубьев	Z	шт.	
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм	
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм	
Диаметр отверстия, рис. 5.1б	$d_{отв}$	мм	
Высота, рис. 5.1б	H'	мм	
Высота, рис. 5.1б	H''	мм	
Угол наклона линии зуба	β	град.	
Число охватываемых зубьев	Z_n	шт.	
Число охватываемых зубьев	Z_{n+k}	шт.	
Длина общей нормали	W_n	мм	
Длина общей нормали	W_{n+k}	мм	

Таблица 5.3

Результаты расчетов

Параметры	Обозначение	Един. измер.	Величина
Основной шаг	$P_в$	мм	
Модуль зацепления	m	мм	
Коэффициент смещения (предварительный)	x'	-	
Сумма коэффициентов головки зуба и радиального зазора	$h_a^* + c^*$	-	
Коэффициент головки зуба	h_a^*	-	
Коэффициент радиального зазора	c^*	-	
Коэффициент смещения	x	-	
Делительный диаметр	d	мм	
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм	
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм	
Высота зуба до постоянной хорды	h_{cx}	мм	
Толщина зуба	S_{cx}	мм	
Толщина головки зуба	S_a	мм	
Допустимая площадь выкрашивания на сторону зуба	$F_{доп}$	мм^2	

Таблица 5.4

Результаты замеров и расчетов

№ п/п	Размер или параметр	Обозначение	Величина	Величина или величина изменения		Примечание
				допустимая	действительная	
1.	Толщина зуба, мм	S_{cx}		$\frac{(0{,}15\text{-}0{,}3)\,S'_{cx}}{\text{-------}}$		
2.	Толщина головки зуба, мм	S_a,		$\frac{0{,}2*m}{\text{----}}$		
3.	Длина зуба, мм	l_3		–	–	
4.	Рабочая поверхность, мм^2	$A_{раб}$				
5.	Зона выкрашивания, мм^2	$l\ x\ в$		$\frac{0{,}3*A_p}{}$		
6.	Глубина выкрашивания, мм	h		$\frac{0{,}05*S_{cx}}{}$		

5.6. Расчетные уравнения

5.7. Контрольные вопросы

1. По каким дефектам бракуются зубчатые колеса?
2. Как определяется модуль зубчатого колеса?
3. Как определяется толщина зуба и величина его износа?
4. Чем и как измеряется толщина зуба?

Содержание

Введение……..3

Лабораторная работа № 1
ИЗУЧЕНИЕ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ТИПОВЫХ ДЕТАЛЕЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ, МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ, СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ (ДАЛЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН), ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМАХ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН……..4

Лабораторная работа № 2
СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ……12

Лабораторная работа № 3
ИЗУЧЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА……31

Лабораторная работа № 4
ИЗУЧЕНИЕ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА……..42

Лабораторная работа № 5
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И БРАКОВКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС……..…...52

ПРИЛОЖЕНИЕ К ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

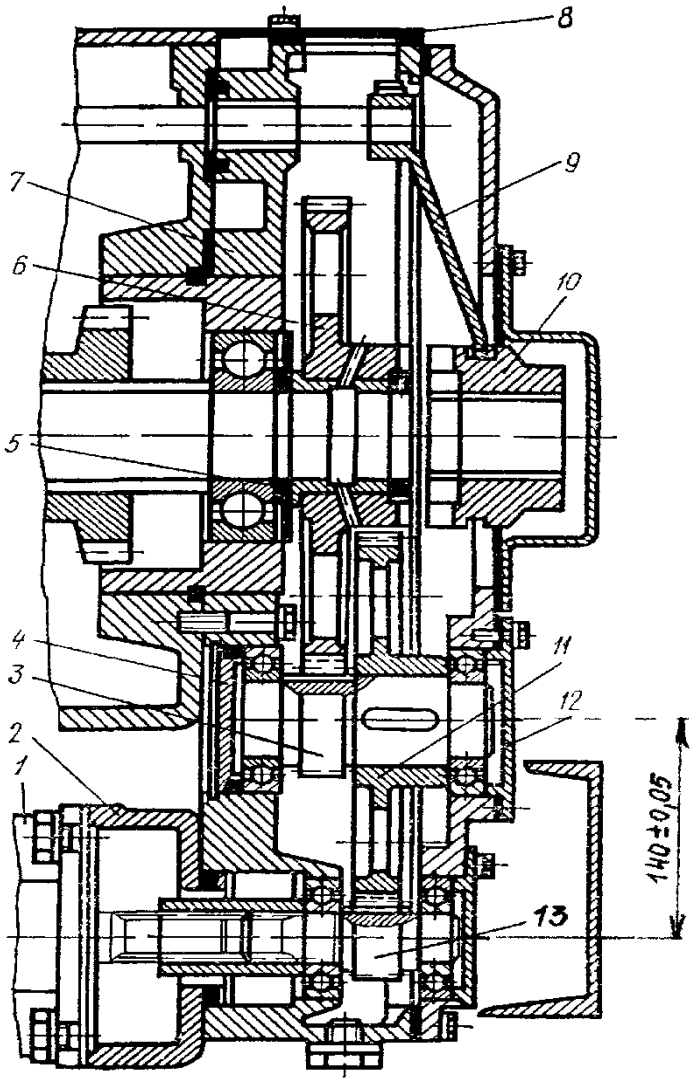


Рисунок 1 – Ходоуменьшитель:
1 – гидромотор; 2 – фланец; 3, 6, 11, 13 – шестерни; 4, 12 – крышки подшипников;
5 – маслоотражатель; 7 – корпус; 8 – смотровая крышка; 9 – вилка; 10 – кулачковая муфта

Исходные данные к заданию

Номер шестерни	3	6	11	13
Число зубьев	15	75	78	14
Модуль, мм	4	4	3	3

Мощность гидромотора, кВт – 25
Частота вращения вала гидромотора, об/мин – 1500

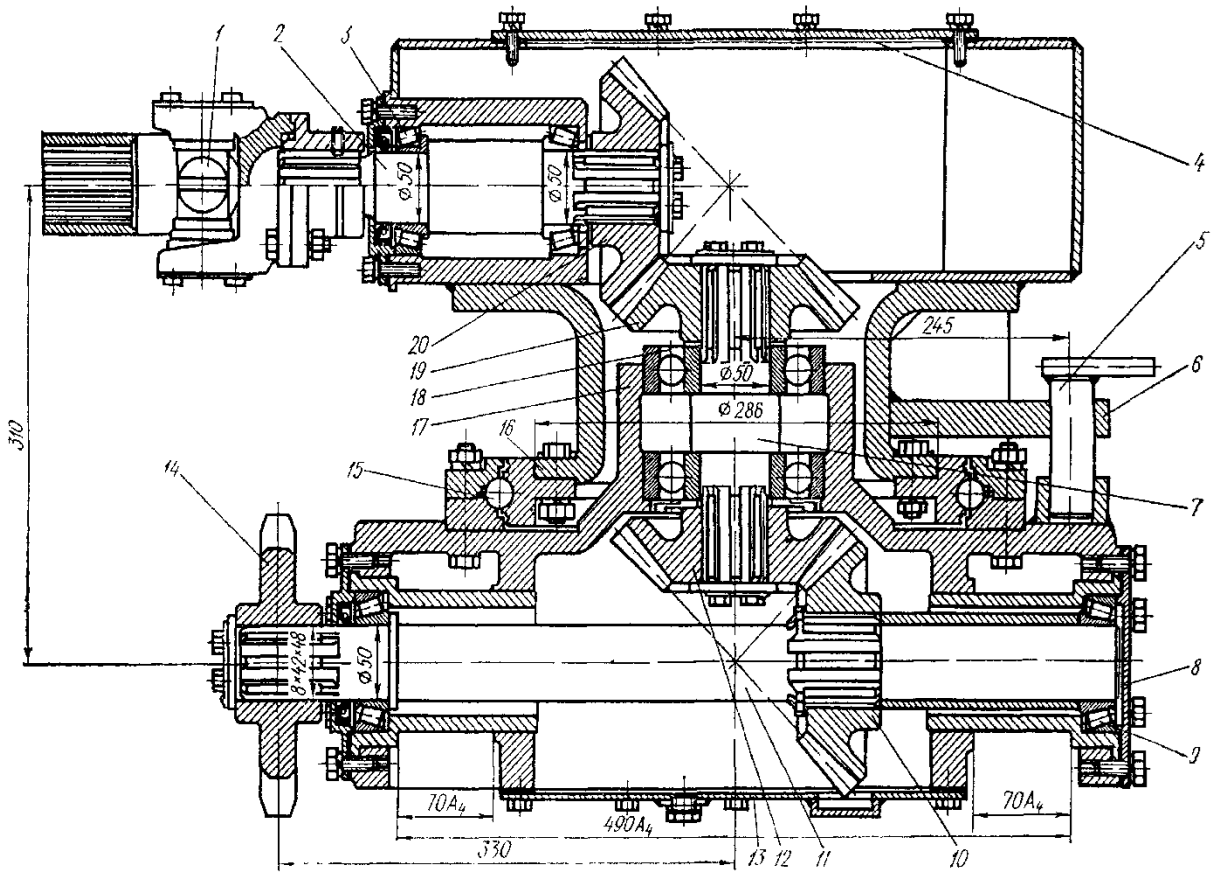


Рисунок 2 – Приводная головка вспомогательной гусеницы каналоочистителя:
1 – карданный шарнир; 2, 7 и 11 – валы; 3, 9 и 18 – подшипники; 4, 13 – смотровая крышка; 5 – палец; 6 – держатель; 8 – крышка подшипника; 10, 12, 19 и 20 – конические зубчатые колеса; 14 – звездочка; 15 – опорно-поворотный круг; 16 и 17 – корпуса

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	10	12	19	20
Модуль колеса, мм (m_e)	7,0	7,0	7,0	7,0
Число зубьев	21	21	21	21
Ширина зубчатого венца, мм (b)	30	30	30	30

Мощность на входе, P_1 кВт – 7
Частота вращения, n_1 об/мин – 10

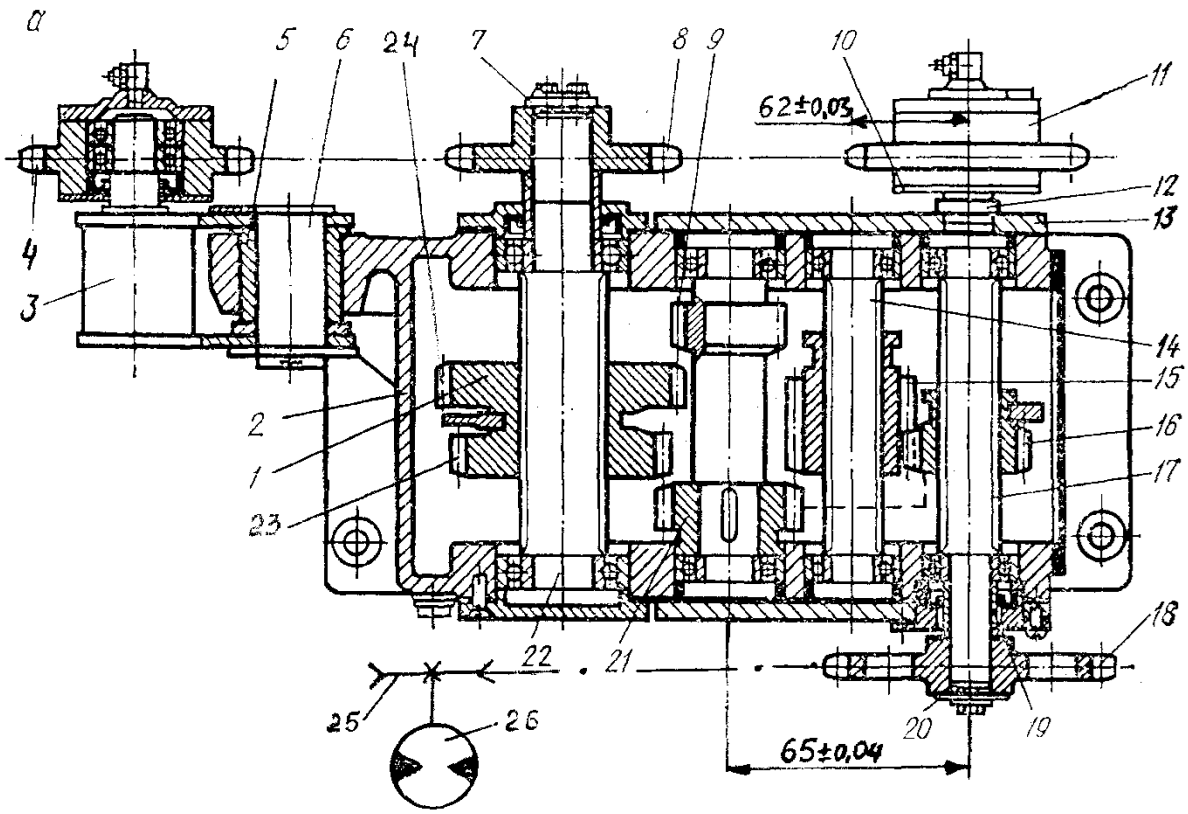


Рисунок 3 – Коробка передач привода транспортера экскаватора:
1 – блок шестерен; 2 – корпус; 3 – серга; 4, 8, 11, 18, 25 – звездочки; 5, 19 – втулки; 6 – ось; 7, 20 – упорные шайбы; 9 – вал-шестерня; 10 – крышка; 12 – цапфа; 13 – стенка; 14, 17, 22 – валы; 15, 16, 21, 23, 24 – зубчатые колеса (зубчатые венцы); 26 – гидромотор

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса или звездочки	9	15	16	21	23	24	18	25
Число зубьев	13	15	15	17	28	32	18	14
Модуль колеса или шаг цепи, мм	4	4	4	4	4	4	25,4	

Мощность гидромотора, кВт – 7
Частота вращения вала гидромотора, об/мин – 1000

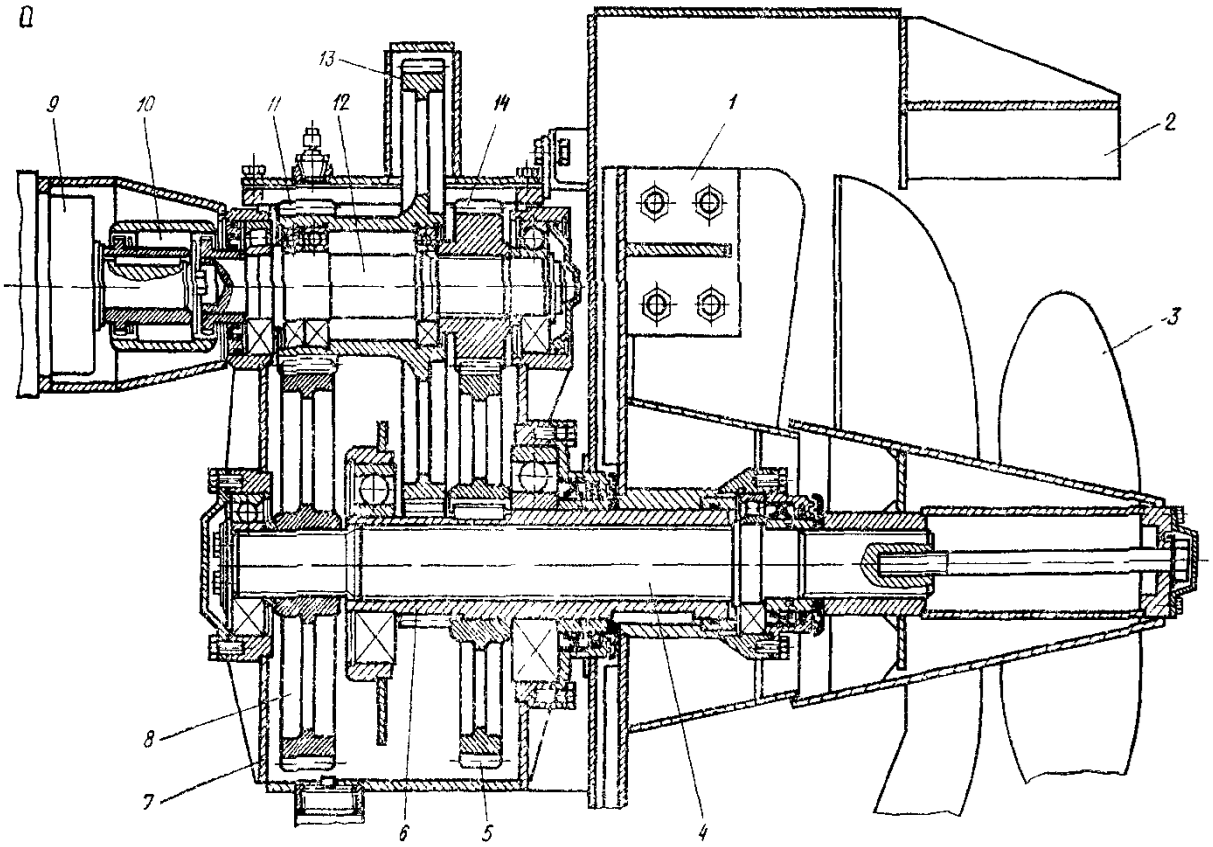


Рисунок 4 – Шнек с метателем каналоочистителя:
1 – метатель; 2 – кожух; 3 – шнек; 4 и 12 – валы; 5, 8, 11, 13, 14 – зубчатые колеса;
6 – вал-шестерня; 7 – редуктор; 9 – гидромотор; 10 – муфта

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	5	6	8	11	13	14
Число зубьев	65	19	69	24	74	28
Модуль колеса, мм	5	5	5	5	5	5

Мощность гидромотора, кВт – 10
Частота вращения вала гидромотора, об/мин – 1000

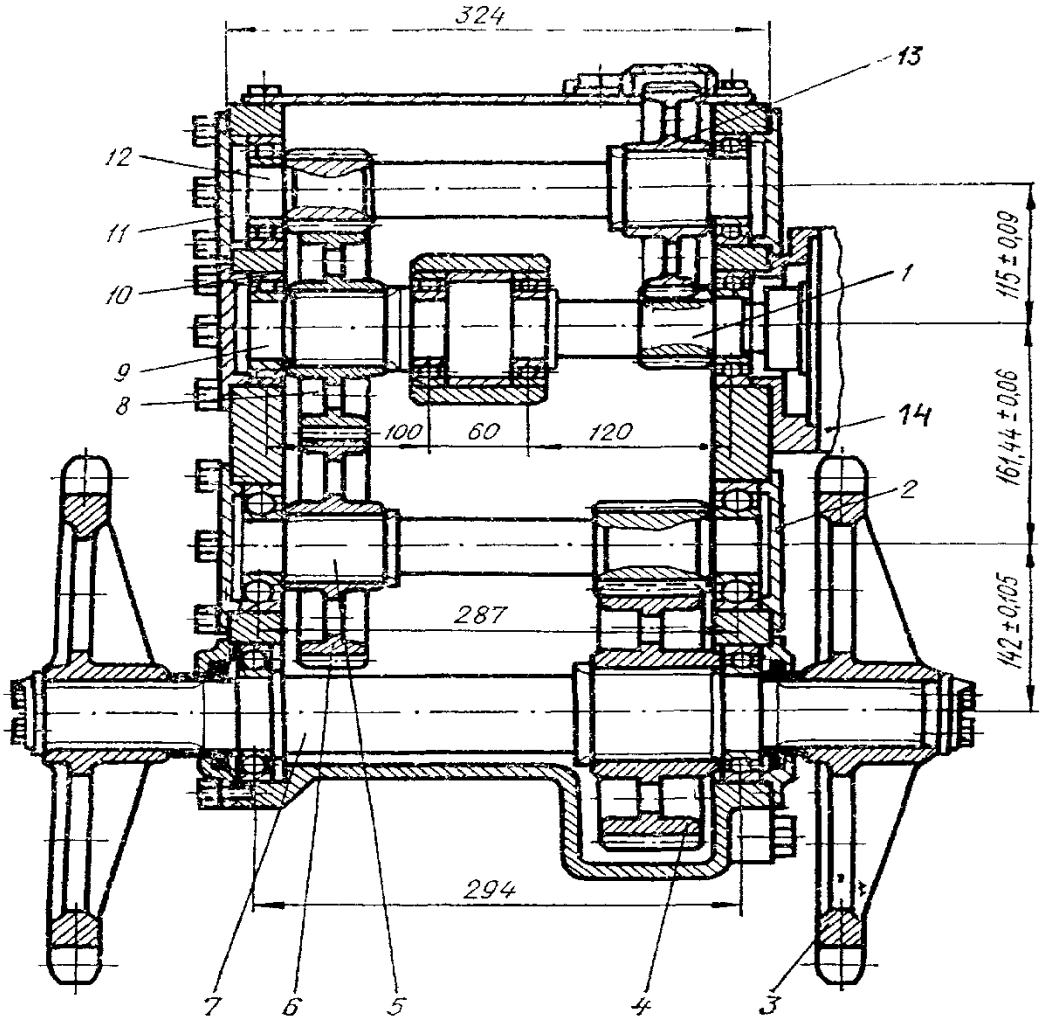


Рисунок 5 – Редуктор привода ковшовой цепи каналоочистителя:
1, 5 и 12 – вал-шестерни; 2 и 11 – упорные крышки; 3 – звездочка;
4, 6, 8 и 13 – зубчатые колеса; 7 и 9 – валы; 10 – подшипники; 14 – гидромотор

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	1	4	5	6	8	12	13
Число зубьев	16	41	14	48	70	14	48
Модуль колеса, мм	3,5	5	5	2,75	2,75	2,75	3,5

Мощность гидромотора, кВт – 10
Частота вращения вала гидромотора, об/мин – 1500

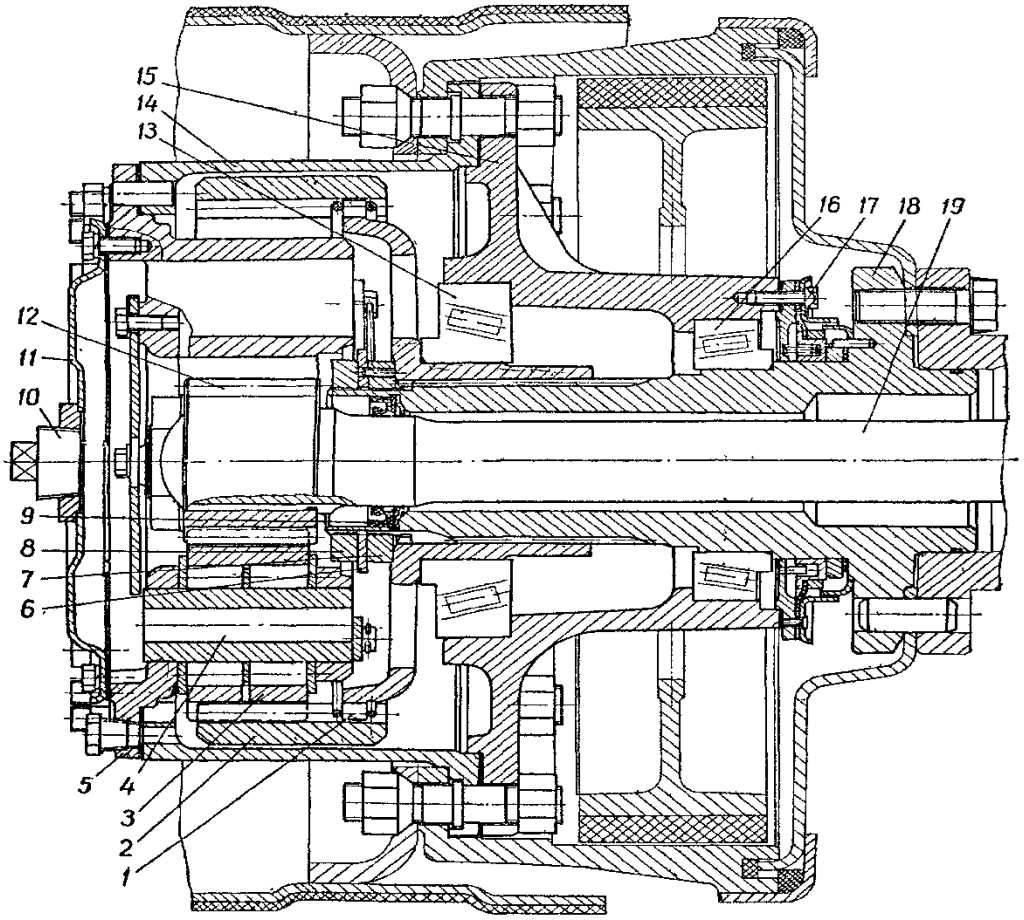


Рисунок 6 – Колесный редуктор:
1, 18 – ступицы; 2 – эпициклическая шестерня; 3 – промежуточная шестерня (сателлиты); 4 – ось сателлита; 5 – водило; 6 – стопорная шайба; 7 – регулировочная гайка; 8 – контргайка; 9 – гайка; 10 – пробка; 11 – крышка; 12 – солнечная шестерня; 13, 16 – конические подшипники; 14 – корпус редуктора; 15 – картер редуктора; 17 – торцовое уплотнение; 19 – полуось

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	2	3	12
Число зубьев	61	21	17
Модуль колеса, мм	6	6	6

Мощность на входе, кВт – 30
Частота вращения водила, об/мин – 15

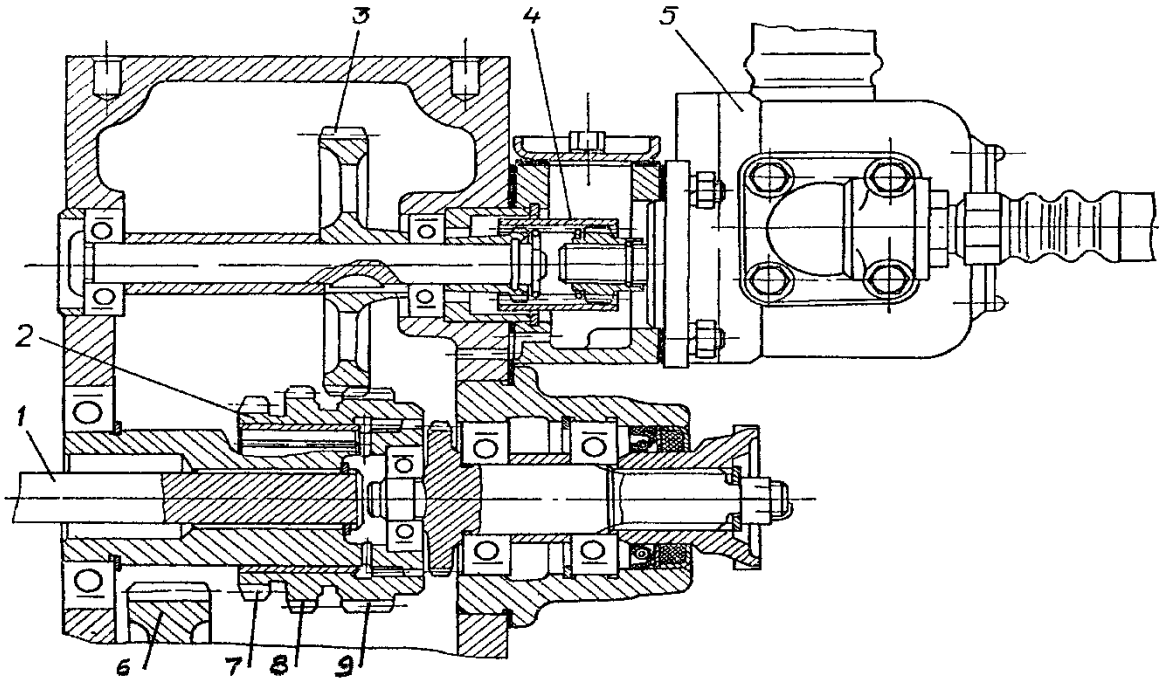


Рисунок 7 – Привод насоса рулевого управления:
1 – вал; 2 – подвижная шестерня; 3 – шестерня насоса; 4 – зубчатая муфта; 5 – насос

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	3	6	7	8	9
Число зубьев	50	37	26	42	42
Модуль колеса, мм	5	7	7	5	5

Мощность на валу насоса, кВт – 5
Частота вращения вала 1, об/мин – 2000

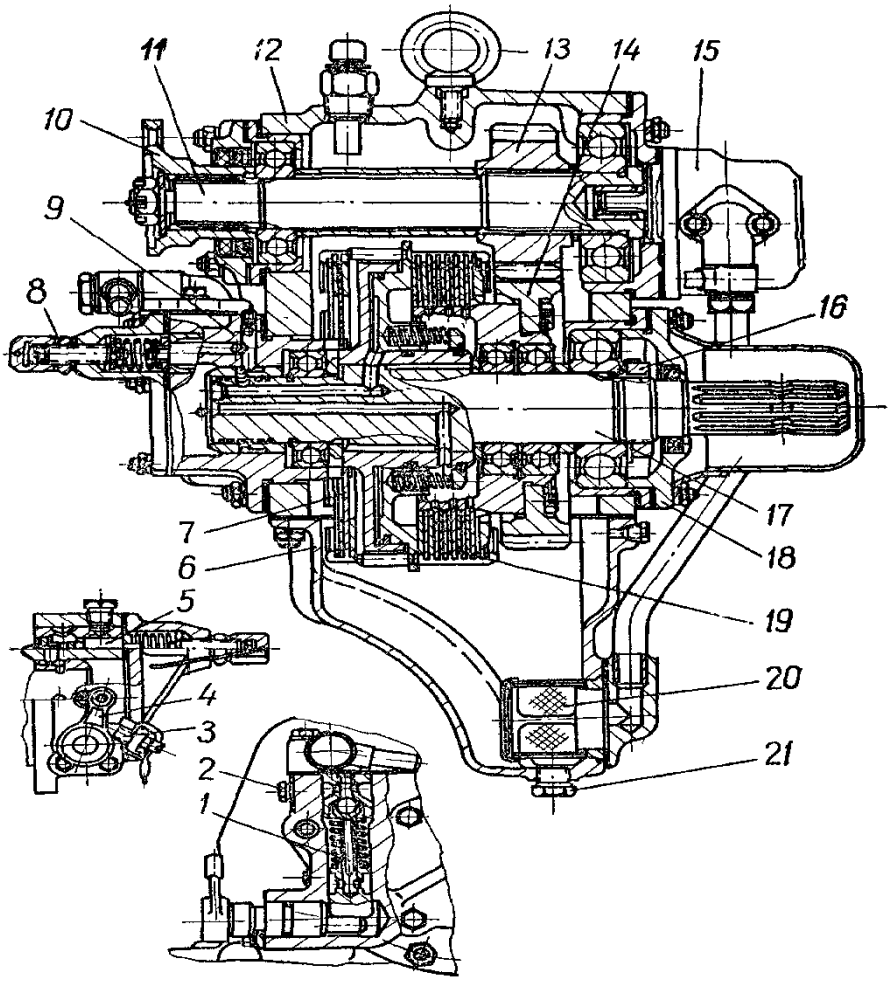


Рисунок 8 – Редуктор ВОМ:
1 – клапан плавного включения; 2 и 21 – пробки; 3 и 8 – регулировочные винты; 4 – рычаг; 5 – перепускной клапан; 6 – поддон; 7 – диск; 9 – корпус; 10 – муфта; 11 – первичный вал; 12 – корпус редуктора; 13 – шестерня ведущая; 14 – шестерня ведомая; 15 – масляный насос; 16 – гайка; 17 – ведомый вал; 18 – крышка с клапанами; 19 – гидроподжимная муфта; 20 – заборник с фильтром

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	13	14
Число зубьев	20	41
Модуль колеса, мм	6	6

Мощность на выходе, кВт – 100
Частота вращения ВОМ, об/мин – 1025

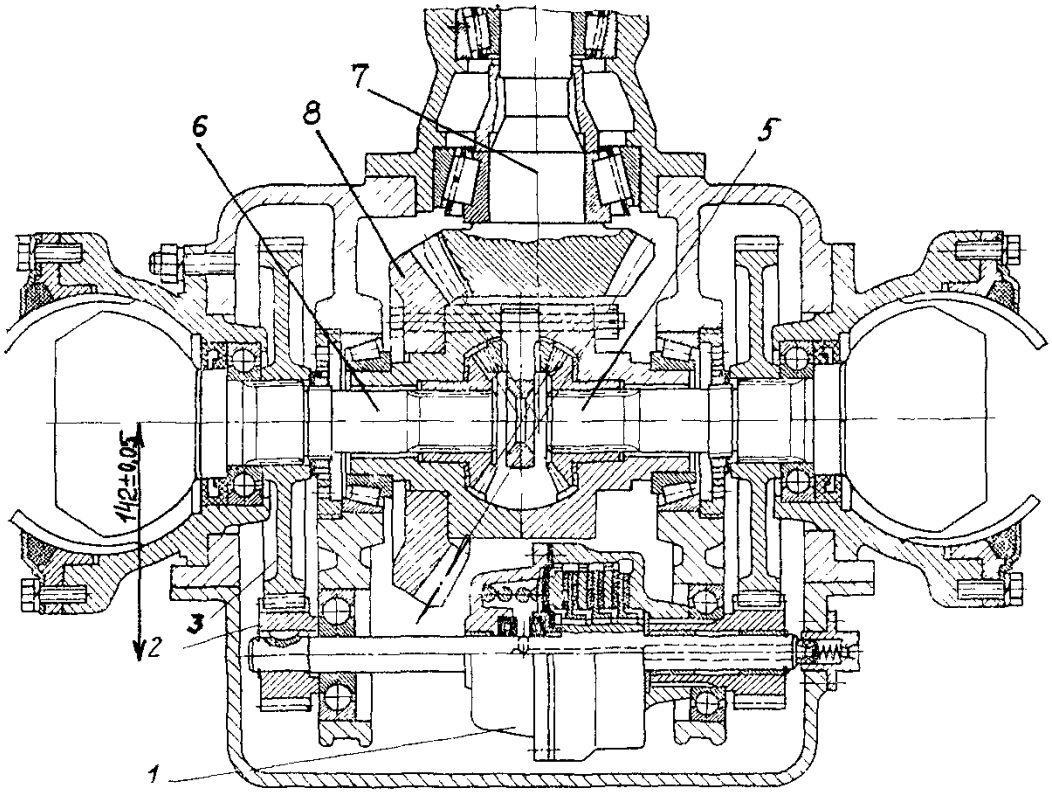


Рисунок 9 – Дифференциал с муфтой постоянного момента трения между полуосями (внешнее расположение):
1 – фрикционная муфта; 2, 3 – цилиндрические зубчатые колеса; 5, 6 – полуоси;
7 – ведущее колесо; 8 – ведомое колесо

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	2	3	7	8
Число зубьев	15	65	17	31
Модуль колеса, мм	3,5	3,5	m_e 7,0	7,0
Ширина зубчатого венца, мм (b)	-	-	30	30

Мощность на входе, P_7 кВт – 70
Частота вращения, n_7 об/мин – 300
Момент фрикционной муфты, $T_м$, Нм – 140

Примечание: $T_6 = \frac{T_7}{2} + T_м \cdot U_ц$; $T_5 = \frac{T_7}{2} - T_м \cdot U_ц$,

где $U_ц$ – передаточное число цилиндрической пары колес

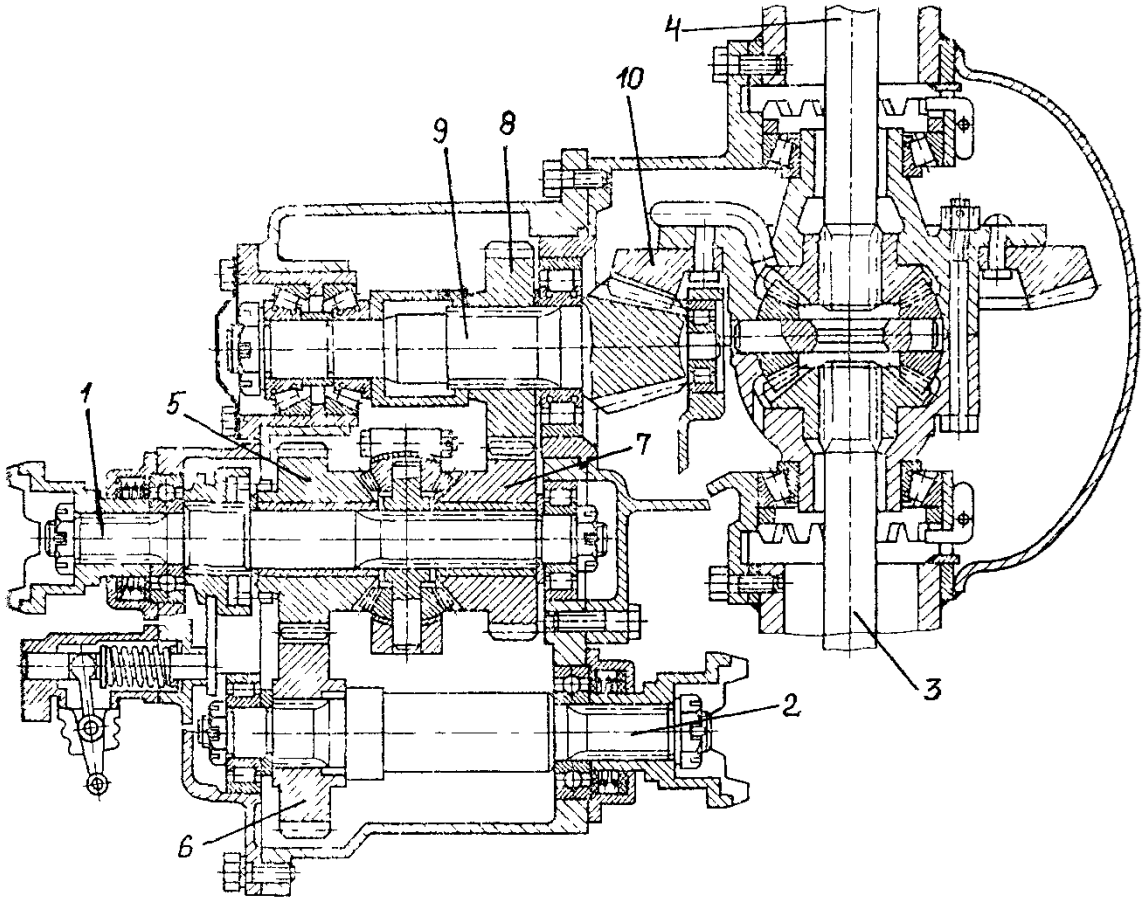


Рисунок 10 – Межосевой симметричный конический дифференциал трехвального раздаточного редуктора:
1 – входной вал; 2 – выходной вал; 3, 4 – полуоси; 5, 6, 7, 8 – цилиндрические зубчатые колеса; 9, 10 – конические зубчатые колеса

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	5	6	7	8	9	10
Число зубьев	30	30	30	30	16	64
Модуль колеса, мм	5	5	5	5	m_e 6	6
Ширина зубчатого венца, мм (b)	-	-	-	-	30	30

Мощность на входе, кВт – 100
Частота вращения на входе, об/мин – 400

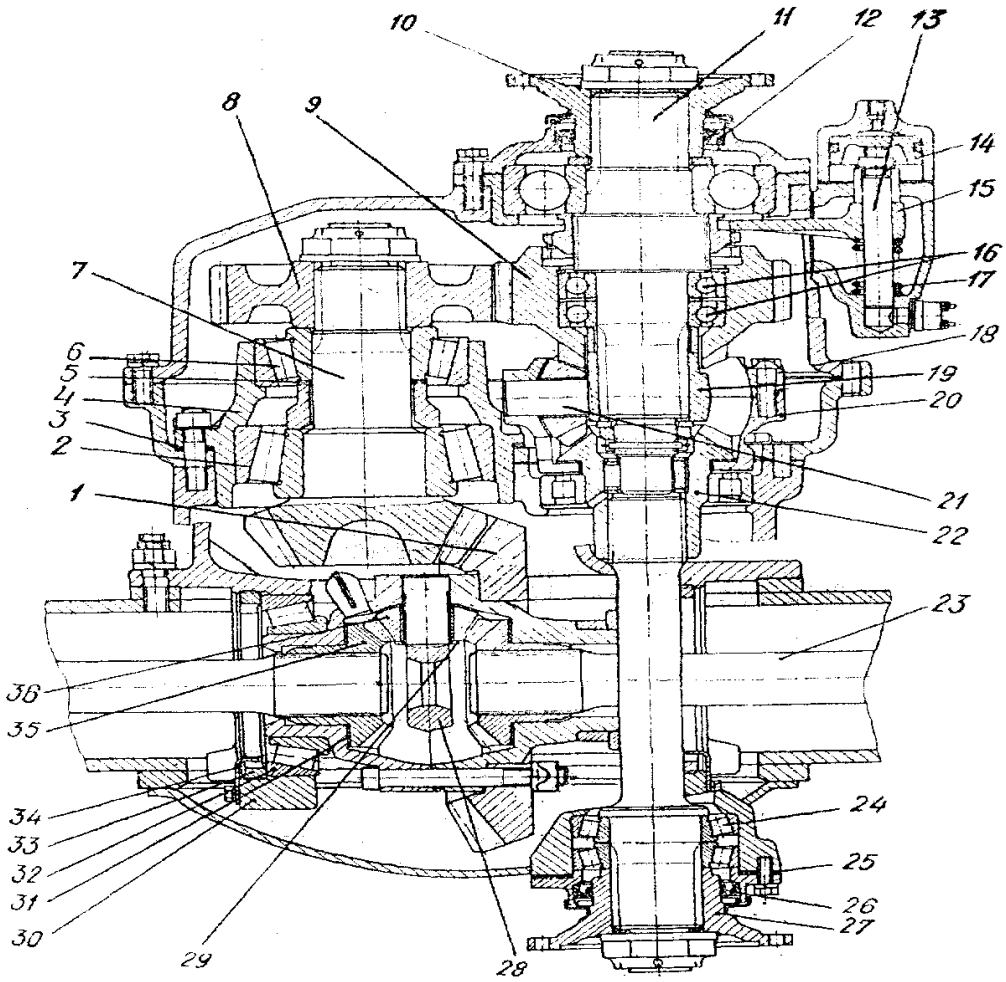


Рисунок 11 – Редуктор среднего моста:
1 – ведомое колесо; 2, 6, 16, 24, 32 – подшипник; 3 – регулировочные прокладки; 4 – стакан; 5 – регулировочные шайбы; 7 – ведущее колесо; 8 – ведомое цилиндрическое колесо; 9 – ведущее цилиндрическое колесо; 10 – фланец; 11 – вал привода мостов; 12 – сальник; 13 – механизм блокировки дифференциала; 14 – поршень; 15 – вилка; 17 – пружина; 18 – картер; 19 – крестовина; 20 – межосевой дифференциал; 21– сателлит; 22 – шестерня межосевого дифференциала; 23 – полуось; 25 – регулиров. прокладки; 26 – сальник; 27 – фланец; 28 – крестовина; 29 – кольцо упорное; 30 – крышка; 31 – шайба; 33 – гайка подшипника дифференциала; 34 – стопор; 35 – полуосевая шестерня; 36 – сателлит

Исходные данные к заданию

Номер зубчатого колеса	1	7	8	9
Число зубьев	34	17	30	30
Модуль колеса, мм	m_e 7	7	5	5
Ширина зубчатого венца, мм (b)	30	30	-	-

Мощность на входе, P_{11} кВт – 150
Мощность на валу 7, кВт – 73
Частота вращения на входе, n_{11} об/мин – 300

2.2. ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

Задача 1. Рассчитать кинематические и силовые параметры привода ,состоящего из электродвигателя Р=6,8 кВт,$n_{дв}$= 1500 об/мин, клиноременной передачи, двухступенчатого соосного цилиндрического редуктора и цепной передачи. Частота вращения ведомой звездочки 87 об/мин., см кинематическую схему решение рисунок 1.

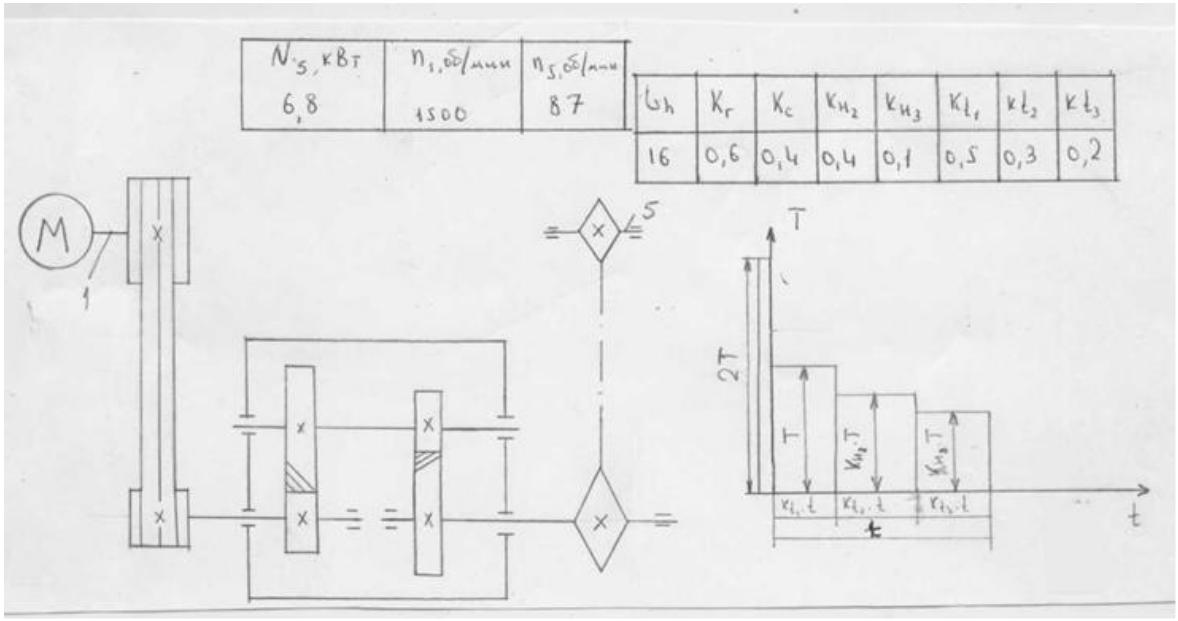


Рисунок 1.

Решение

Принимаем КПД элементов привода

$\eta_1 = 0{,}95$ - КПД ременной передачи

$\eta_2 = 0{,}99$ - КПД пары подшипников

$\eta_3 = 0{,}92$ - КПД цепной передачи

$\eta_4 = 0{,}97$ - КПД зубчатой передачи

Требуемая мощность электродвигателя

$P_{дв} = 8{,}6\ кВт.$

Выбираем электродвигатель 4А132М2У3

$p_{эл} = 11кВт$, $n_{эл} = 2930мин^{-1}$,

Передаточное число привода

$$u = \frac{n_{эл}}{n_{IV}} = \frac{1458}{87} = 16.758.$$

$U_{ред}=8{,}82$

$U_{цп}=1{,}52$ $U_{б}=3{,}15$

$U_{рп}=1{,}25$ $U_{т}=2{,}8$

Частота вращения на валах :

$n_1 = n_{эл} = 1458\ мин^{-1}$,

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{рп}} = \frac{1458}{1{,}25} = 1166\ мин^{-1},$$

$$n_3 = n_{IV} = \frac{n_1}{u_б} = \frac{1166}{3{,}15} = 370\ мин^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_1}{u_т} = \frac{370}{2{,}8} = 132\ мин^{-1}$$

$$n_5 = \frac{n_1}{u_{цп}} = \frac{132}{1{,}52} = 87\ мин^{-1}$$

Крутящие моменты на валах

$P_1 = 8{,}09/0{,}9405 = 8{,}6\ Вт$ $T_1 = 9550\frac{P_1}{n_1} = \frac{8.6}{1458} = 56.3Н \cdot м,$

$P_2 = 7{,}773/0{,}9603 = 8{,}09\ Вт$ $T_2 = \frac{P_2}{n_2} = 9550\frac{8.09}{1256.89} = 61.4Н \cdot м,$

$P_3 = 7{,}465/0{,}99 \cdot 0{,}97 = 7{,}773\ Вт$ $T_3 = \frac{P_3}{n_3} = 9550\frac{7.773}{399} = 186Н \cdot м,$

$P_4 = 6{,}8/0{,}99 \cdot 0{,}92 = 7{,}465\ Вт$ $T_4 = \frac{P_4}{n_4} = 9550\frac{7.465}{142.5} = 500Н \cdot м$

$P_5 = 6{,}8$ $T_5 = \frac{P_5}{n_5} = 9550\frac{6.8}{87} = 746.4Н \cdot м,$

Задача 2. Рассчитать клиноременную передачу

Расчет клиноременных передач заключается в определении размеров одного или нескольких ремней в зависимости от заданных условий работы. В результате расчета ременной передачи устанавливаются нагрузки, основные размеры деталей (шкивов, валов, опор и др.), определяется долговечность ремня.

Исходные данные для расчёта:

- передаваемая мощность —8,6кВт;
- частота вращения ведущего шкива-— 1458 об/мин;
- передаточное число берем = 1,25.

Т.к. число пробегов ремня i<10 принимаем $\sigma_0 = 1{,}2$ *МПа*

Из таблицы (стр.53) [2] принимаем $[\sigma_t]_0 = 1{,}51$ *МПа*

Выбираем сечение ремня В:

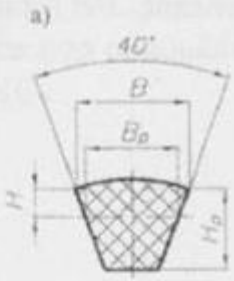


рис. 2

B_p=19
h=13,5
b_0=22
S_1=230
d_p=200

Число ремней:

$$z = \frac{F_t}{[\sigma_t]_0 * C * S_1} = =4{,}02$$

Принял $z = 4$

Определяем нормальные напряжения в ведущей ветви (σ_{n1})

$$\sigma_{n1} = \frac{F_0}{A_p} + \frac{F_t}{2A_p} = 1{,}75 \text{ МПа}$$

Определяем нормальные напряжения в ведомой ветви (σ_{n2})

$$\sigma_{n2} = \frac{F_0}{A_p} - \frac{F_t}{2A_p} = 0{,}65 \text{ МПа}$$

Напряжения изгиба в ремне (σ_u):

$$\sigma_{u1} = E\frac{\delta}{d_1} = 6{,}75 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{u2} = E\frac{\delta}{d_2} = 4{,}82 \text{ МПа}$$

Определяют долговечность ремня:

$$L_h = \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{max}}\right)^m * \frac{N_0 * C_u * C_H}{3600 * i_{шк} * \nu_p}$$

$$L_h = \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{max}}\right)^m * \frac{N_0 * C_u * C_H}{3600 * i_{шк} * \nu_p} = 1228{,}9 \text{ часов}$$

Определяем силы действующие на валы:

$$F_b = 2 * F_0 * \sin\frac{\alpha_1}{2}$$

$$F_0 = \sigma_0 * A_p = 1{,}2 * 10^6 * 230 * 10^{-6} = 276 \text{ Н}$$

$$F_b = 2 * F_0 * \sin\frac{\alpha_1}{2} = 2 * 276 * \sin\frac{170{,}818}{2} = 550{,}23 \text{ Н}$$

По номограмме рисунок 5.2 [2] в зависимости от частоты вращения $n_1 = 1458$ об/мин и перед. мощности $P_{эл.дв.} = 8,6$кВт принимаем сечение клинового ремня B.

Вращающий момент:

$T_2 = 56,3*1,1 = 61,93$ Н* м

Диаметр меньшего шкива

$d_1 = (3...4) \sqrt[3]{T_1}$

$d_1 = (3...4) \sqrt[3]{61,93} = 140$ мм

Диаметр большого шкива

$d_2 = u_{рем} * d_1 * (1 - \varepsilon)$

где $\varepsilon = 0,02$— скольжение ремня

$d_2 = 1,36 * 140(1 - 0,02) = 175$мм

Принимаем нормализованное значение $d_2 = 160$ мм

Уточняем перед. число $u_{рем} = d_2 / d_1(1 - \varepsilon) = 160 / 140(1 - 0,02) = 1,16$

Окончательно принимаем диам. шкивов:

$d_1 = 140$ мм; $d_2 = 160$ мм.

$\upsilon = (\pi d_1 n_1) / 60 = (3,14 * 140 * 1458) / 60000 = 10,99$м/с

Предварительное значение межосевого расстояния

$a = K*d_2$

где K — коэффициент зависящий от передаточного числа

K	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85
U	1	2	3	4	5	6

Проинтерпалировав принимаем $K=1,35$, тогда

$a = K*d_2 = 1,35*224 = 302,4$ мм

Расчетная длина ремня определяется по формуле:

$L_p = 2a_{рем} + 0,5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / 4 * a_{рем}$

$L_p = 951,416$мм

Ближайшее стан. значение длины ремня по ГОСТ 12841-80 $L = 1250$ мм.

Уточненное значение межосевого расстояния $a_{рем}$ с учетом стандарт, длины ремня L считаем по формуле:

$$a_{рем} = \frac{2L_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}$$

$$a_{рем} = 389,25 \text{ мм}$$

$\alpha_1 = 180° - 57° ((d_2 - d_1) / a_{рем})) = = 177°$

Определяем полезную окружную силу:

$$F_t = \frac{P_1}{\upsilon} = 804,2 \text{ Н}$$

Число пробегов ремня:

$$i = \frac{\upsilon}{L} = \frac{10,99}{1,25} = 8,79,$$

Задача 3. Рассчитать цилиндрическую косозубую передачу

Исходные данные: n_1 =399 об/мин , n_2=142,5 об/мин
T_2=186 н·м

По рекомендациям из справочных таблиц принимаем для изготовления шестерни и колеса сталь 20Х.

Термическая обработка зубьев шестерни - закалка ТВЧ. Закаленный слой распростра няется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием зуба и впадины. Твердость поверхности и сердцевины зубьев 45...50 $HRC_э$.

Предел контактной выносливости зубьев

$\sigma_{H\lim b2} = 2\,H_{HB2}+70 = 2\cdot500+70 = 1070$ МПа.

Коэффициент запаса прочности минимальных зубьев

$S_{H2}=S_{Hmin2}=1,1.$

5.1.5. Эквивалентное число циклов напряжений в зубьях колеса

$$N_{HE2}=60n_1\sum(\frac{T_i}{T_{max}})^3 L_{hi}=60\cdot142,5\cdot33638\cdot(0,5\ +0,0192\ \cdot0,4+0,0002)=149,4\cdot10^6,$$

шестерни

$$N_{HE1}=60\cdot n_{II}\sum(\frac{T_i}{T_{max}})^3 L_{hi}=60\cdot399\cdot33638\cdot(1^3\cdot0,5+0,4^3\cdot0,3+0,1^3\cdot0,2)=418,2\cdot10^6.$$

Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу контактной выносл вости, для зубьев колеса

$$N_{Hlim2}=30H_{HB2}^{2,4}=30\cdot500^{2,4}=90\cdot10^6,$$

шестерни

$$N_{Hlim1}=30H_{HB1}^{2,4}=30\cdot500^{2,4}=90\cdot10^6.$$

Коэффициент долговечности шестерни

$$Z_{N1}=\sqrt[20]{\frac{N_{H\lim1}}{N_{HE1}}}=\sqrt[20]{\frac{90\cdot10^6}{418,2\cdot10^6}}=0,926,$$

колеса

$$Z_{N2}=\sqrt[20]{\frac{N_{H\lim2}}{N_{HE2}}}=\sqrt[20]{\frac{90\cdot10^6}{149,4\cdot10^6}}=0,97.$$

Коэффициент учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев $=1.$

Коэффициент учитывающий окружную скорость, $Z_V=0,96.$

$$Z_v=0,925\cdot v^{0,05}$$

$$v=\frac{n_1}{10^3\cdot C_v}\cdot\sqrt[3]{\frac{T_2}{u_1^{\ 2}\cdot\Psi_{ba}}},\ \text{где}\ C_v=16$$

Допускаемые контактные напряжения для шестерни

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H\lim b1}}{S_{H1}} Z_{N1} Z_R Z_V = \frac{1070}{1,1} \cdot 0,9 \cdot 0,926 = 810,6 МПа,$$

колеса

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H\lim b2}}{S_{H2}} Z_{N2} Z_R Z_V = \frac{1070}{1,1} \cdot 0,9 \cdot 0,97 = 849,1 \text{ МПа}.$$

Для косозубых цилиндрических колес в расчетную формулу подставляем значение,

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) = 0,5 \cdot (476,9 + 502,68) = 829 \text{ МПа} < 1,25\,\sigma_{HP2}.$$

Согласно ГОСТ 2135-87 предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующи базовому числу циклов напряжений

$$\sigma^0_{F\lim b2} = 1,75 H_{HB} = 1,75 \cdot 500 = 875 \text{ Мпа}.$$

Минимальное значение коэффициента запаса прочности $S_F = 1,75$.

Базовое число циклов напряжений при изгибе зубьев $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициент долговечности для зубьев шестерни и колеса при $N_{FE} > N_{F\lim}$

$$Y_{N1} = Y_{N2} = 1.$$

Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зубьев,

$Y_R = 1$.

Коэффициент учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При о, ностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$.

Допускаемые напряжения при изгибе зубьев

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma^0_{F\lim b1}}{S_F} Y_N Y_R Y_A = \frac{875}{1,75} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 500 \text{ МПа},$$

Коэффициент ширины $\psi_{ba} = 0,315$

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}}{2}(u_2 + 1) = 0,6$$

$$K_{H\beta} = 1,1.$$

Ориентировочное значение межосевого расстоян

$$a_w = 4300(u_1 + 1)\sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_2 / 2}{\psi_{ba} u_1^2 \sigma^2_{HP}}} = 43 \cdot (2,8 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{186 \cdot 1,1 \cdot 1,35 \cdot 1000}{0,315 \cdot 2,8^2 \cdot 687241}} = 124,3 \text{ мм}.$$

Из стандартного ряда принимаем $a_w = 125$ мм.

Выбор основных геометрических параметров

m=3 , $a_w = 125$

$b_2 = \Psi_{ba} a_\omega = 40$

$b_1 = 43$

Суммарное число зубьев

$$z_\Sigma = \frac{2a_\omega \cos\beta_{\min}}{m} = 81$$

действительное значение угла наклона зубьев

$$\beta = \arccos(\frac{z_\Sigma m}{2a_\omega}) = 15{,}1^0$$

число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u_2 + 1} = 21$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 60$$

Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = 2{,}8$$

Окружная скорость

$$V = d_1 \frac{П \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 64{,}81 \cdot 399}{60000} = 1{,}35 м/с$$

Принимаем степень точности 8-В

Исходные данные: $m=3$, $z_1=21$, $z_2=60$, , $\beta = 15{,}1^0$, $x_1=0$, $x_2=0$, $a_\omega = a = 125$мм.

Нормальный исходный контур по ГОСТ 13755-81 ($\alpha = 20^0$).

Делительные диаметры шестерни

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos\beta} = \frac{21 \cdot 3}{0{,}972} = 64{,}81 \text{ мм},$$

олеса

$$d_2 = \frac{m z_2}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 60}{0{,}972} = 185{,}19 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин зубьев шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 64{,}81 + 2 \cdot 3 = 70{,}81 \text{ мм},$$

олеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 185{,}19 + 2 \cdot 3 = 191{,}19 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин шестерни

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m = 64{,}81 - 3 \cdot 2{,}5 = 57{,}31 \text{ мм},$$

колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m = 185{,}19 - 3 \cdot 2{,}5 = 177{,}69 \text{ мм}.$$

РАСЧЕТ СИЛ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Исходные данные: T_2=200,8Н · м, $d_{\omega 2} = 169{,}967$ мм, $\alpha_{t\omega} = 20{,}4707°$, $\beta = 13{,}83857°$.

Окружная сила

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2(T_2)}{d_{\omega 2}} = \frac{2 \cdot (186)}{64{,}81} = 2306 \text{ Н}$$

Радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} tg\beta = 6208 \text{ Н}$$

Осевая сила

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \frac{tg\alpha}{\cos\beta_b} = 1261 \text{ Н}$$

Задача 4. Расчет конической зубчатой передачи

Расчет выполнен по методике ,изложенной в [4].

Исходные данные.

Частота вращения ведущего вала передачи

$$n_1 = 315 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения ведомого вала передачи

$$n_2 = 126 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность на ведущем валу передачи

$$P_1 = 2{,}96 \text{ кВт}.$$

Крутящий момент на ведущем валу передачи

$$T_1 = 89{,}74 \text{ Нм}.$$

Крутящий момент на ведомом валу передачи

$$T_2 = 213{,}208 \text{ Нм}.$$

Передаточное отношение передачи

$$u = 2{,}5.$$

Выбор материала.

Для обеспечения приблизительно одинаковой усталостной прочности зубьев шестерни и колеса рекомендуется такое сочетание материалов колес и их твердости, чтобы твердость активных поверхностей зубьев шестерни превышала твердость зубьев колеса на 25...70 НВ.

Принимаем следующие материалы .

Шестерня: сталь 45 ГОСТ 1050-88, НВ 285, термообработка – улучшение.
Колесо: сталь 45 ГОСТ 1050-88, НВ 255, термообработка – улучшение.

Определение допускаемых контактных напряжений.

По рекомендации · допускаемые контактные напряжения для расчета прямозубых и непрямозубых цилиндрических и конических передач с небольшой разностью твердостей определяются отдельно для шестерни $[\sigma_{H1}]$ и для колеса $[\sigma_{H2}]$. За расчетное принимается меньшее из них.

Допускаемые напряжения при расчете на контактную усталость активных поверхностей зубьев

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} Z_N Z_R Z_v Z_L Z_X,$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев, соответствующий базе испытаний N_{HG}.

наименьший коэффициент запаса прочности S_H выбирается по

- для материалов с равнопрочной структурой (виды термообработки: нормализация, улучшение и объемная закалка) принимается $S_H = 1{,}1$; для материалов с неоднородной структурой (виды термообработки: поверхностная закалка, азотирование, цементация и нитроцементация с закалкой) – $S_H = 1{,}2$;

коэффициент долговечности Z_N.

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}};$$

N_{HG} – базовое число циклов перемен напряжения; принимается в зависимости от твердости активных поверхностей зубьев;

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемен напряжения.

$$N_{HE} = N_H K_{HE};$$

K_{HE} – коэффициент эквивалентности при расчете на контактную выносливость; при постоянной нагрузке $K_{HE} = 1$; при переменной нагрузке, заданной типовым режимом, этот коэффициент принимается при переменной нагрузке, заданной циклограммой нагружения.

$$K_{HE} = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i^3 \beta_i;$$

коэффициенты $\alpha_i = T_i/T_1$ и $\beta_i = L_{hi}/L_h$ определяются по циклограмме;

N_H – расчетное число циклов перемены напряжений ~~[3, с. 280, формула 10.29]~~:

$$N_H = 60ncL_h;$$

n – частота вращения того из колес, по материалу которого определяется допускаемое напряжение в мин$^{-1}$;

c – число зацеплений зуба колеса за один оборот;

L_h – расчетный срок службы передачи в часах (см. выше);

m – показатель степени при $N_{HE} \geq N_{HG}$ принимается $m = 20$ и $Z_N \geq 0{,}75$; при $N_{HE} < N_{HG}$ принимается $m = 6$; значение коэффициента Z_N не может быть больше 2,6 при однородной структуре материала и 1,8 – при неоднородной;

$Z_R Z_v Z_L Z_X$ – коэффициенты, учитывающие влияние соответственно параметров шероховатости активных поверхностей зубьев, окружной скорости, вязкости смазочного материала и размеров колес; для предварительных расчетов ГОСТ 21354-87 рекомендует принимать $Z_R Z_v Z_L Z_X = 0{,}9$

Таким образом:

$$L_h = 14673 \text{ ч};$$
$$c_1 = 1;$$
$$c_2 = 1;$$
$$N_{H1} = 60 \cdot 315 \cdot 1 \cdot 14673 = 27{,}732 \cdot 10^7;$$
$$N_{H2} = 60 \cdot 126 \cdot 1 \cdot 14673 = 11{,}093 \cdot 10^7;$$
$$K_{HE} = 1^3 \cdot 0{,}1 + 0{,}5^3 \cdot 0{,}5 + 0{,}1^3 \cdot 0{,}4 = 0{,}163;$$
$$N_{HE1} = 27{,}732 \cdot 10^7 \cdot 0{,}163 = 4{,}518 \cdot 10^7;$$
$$N_{HE2} = 11{,}093 \cdot 10^7 \cdot 0{,}163 = 1{,}807 \cdot 10^7;$$
$$N_{HG1} = 2{,}3 \cdot 10^7;$$
$$N_{HG2} = 1{,}8 \cdot 10^7;$$
$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{2{,}3 \cdot 10^7}{4{,}518 \cdot 10^7}} = 0{,}967;$$
$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{1{,}8 \cdot 10^7}{1{,}807 \cdot 10^7}} = 1;$$
$$\sigma_{Hlimb1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{Hlimb2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 255 + 70 = 580 \text{ МПа};$$
$$S_{H1} = 1{,}1;$$

$$S_{H2} = 1{,}1;$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{640}{1{,}1} \cdot 0{,}967 \cdot 0{,}9 = 506{,}257 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{580}{1{,}1} \cdot 1 \cdot 0{,}9 = 474{,}453 \text{ МПа}.$$

Принимаем:

$$[\sigma_H] = 474{,}453 \text{ МПа}.$$

Определение допускаемых изгибных напряжений.

ГОСТ 21354-87 рекомендует для проектировочных расчетов определят допускаемые напряжения изгиба по уравнению

$$[\sigma_F] = 0{,}4\sigma^0_{Flimb} Y_N,$$

где σ^0_{Flimb} устанавливается опытным путем для отнулевого цикла в зависимост от вида термообработки

коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[m]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \geq 1;$$

$N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов перемен напряжения

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемен напряжения

$$N_{FE} = N_F K_{FE};$$

K_{FE} – коэффициент эквивалентности при расчете на изгибную выносливость; пр постоянной нагрузке $K_{FE} = 1$; при переменной нагрузке, заданной типовы режимом, этот коэффициент принимается по пр переменной нагрузке, заданной циклограммой нагружения

$$K_{FE} = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i^m \beta_i;$$

коэффициенты $\alpha_i = T_i/T_1$ и $\beta_i = L_{hi}/L_h$ определяются по циклограмме;

m – показатель наклона левой ветви кривой усталости

N_H – расчетное число циклов перемены напряжений

$$N_F = 60ncL_h;$$

n – частота вращения того из колес, по материалу которого определяетс допускаемое напряжение в мин$^{-1}$;

c – число зацеплений зуба колеса за один оборот;

L_h – расчетный срок службы передачи в часах (см. выше).

Таким образом:

$$N_{F1} = 60 \cdot 315 \cdot 1 \cdot 14673 = 27{,}732 \cdot 10^7;$$

$$N_{F2} = 60 \cdot 126 \cdot 1 \cdot 14673 = 11{,}093 \cdot 10^7;$$

$$K_{FE1} = 1^6 \cdot 0{,}1 + 0{,}5^6 \cdot 0{,}5 + 0{,}1^6 \cdot 0{,}4 = 0{,}108;$$

$$K_{FE2} = 1^6 \cdot 0{,}1 + 0{,}5^6 \cdot 0{,}5 + 0{,}1^6 \cdot 0{,}4 = 0{,}108;$$

$$N_{FE1} = 27{,}732 \cdot 10^7 \cdot 0{,}108 = 29{,}899 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 11{,}093 \cdot 10^7 \cdot 0{,}108 = 11{,}959 \cdot 10^6;$$
$$Y_{N1} = 1;$$
$$Y_{N2} = 1;$$
$$\sigma^0_{Flimb1} = 1{,}8HB_1 = 1{,}8 \cdot 285 = 513 \text{ МПа};$$
$$\sigma^0_{Flimb2} = 1{,}8HB_2 = 1{,}8 \cdot 255 = 459 \text{ МПа};$$
$$[\sigma_{F1}] = 0{,}4 \cdot 513 \cdot 1 = 205{,}2 \text{ МПа};$$
$$[\sigma_{F2}] = 0{,}4 \cdot 459 \cdot 1 = 183{,}6 \text{ МПа}.$$

Проектный расчет передачи.

Средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0{,}85 \psi_{bd1} [\sigma_H]^2 u}},$$

здесь $K_d = 780$ МПа$^{1/3}$ – для колес с прямыми зубьями;

коэффициент ширины венца относительно диаметра шестерни

$$\psi_{bd1} = \frac{K_{be} u}{(2 - K_{be}) \cos\delta_1};$$

коэффициент ширины венца относительно внешнего конусного расстояния

$$K_{be} = \frac{2v}{u + v} \leq 0{,}3;$$

по рекомендации $v = 0{,}6$;

угол делительного конуса шестерни предварительно

$$\delta_1 = \text{arctg}\frac{1}{u};$$

коэффициент $K_{H\beta}$ выбирается по

Таким образом.

$$\delta_1 = \text{arctg}\frac{1}{2{,}5} = 21{,}801^0;$$
$$K_{be} = \frac{2 \cdot 0{,}6}{2{,}5 + 0{,}6} = 0{,}387;$$

принимаем $K_{be} = 0{,}3$;

$$\psi_{bd1} = \frac{0{,}3 \cdot 2{,}5}{(2 - 0{,}3)\cos 21{,}801} = 0{,}475;$$
$$K_{H\beta} = 1{,}07;$$
$$d_{m1} = 780 \sqrt[3]{\frac{89{,}74 \cdot 1{,}07 \cdot \sqrt{2{,}5^2 + 1}}{0{,}85 \cdot 0{,}475 \cdot 474{,}453^2 \cdot 2{,}5}} = 81{,}423 \text{ мм}.$$

Рекомендуемая ширина венца

$$b_w = \psi_{bd1} d_{m1} = 0{,}475 \cdot 81{,}423 = 38{,}689 \text{ мм}$$

Внешний делительный диаметр шестерни предварительно

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \sin\delta_1 = 81{,}423 + 38{,}689 \cdot \sin 21{,}801 = 95{,}791 \text{ мм}.$$

Внешний делительный диаметр колеса предварительно

$$d_{e2} = d_{e1} u = 95{,}791 \cdot 2{,}5 = 239{,}478 \text{ мм}.$$

Принимаем окончательно:

$$d_{e2} = 240 \text{ мм};$$
$$b_w = 38 \text{ мм}.$$

Предварительное число зубьев шестерни

$$z_1 = 19.$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = uz_1 = 19 \cdot 2{,}5 = 47{,}5.$$

Принимаем:

$$z_2 = 48.$$

Фактическое передаточное отношение:

$$u_ф = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{19} = 2{,}526.$$

Отклонение фактического передаточного отношения от номинального:

$$\Delta u_ф\% = \frac{|u_ф - u|}{u} \cdot 100\% = \frac{|2{,}526 - 2{,}5|}{2{,}5} \cdot 100\% = 1{,}053\%.$$

Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 2,5% при u≤4,5 и на 4% при u>4,5.

Уточненные углы делительных конусов.

$$\delta_1 = \text{arctg}\frac{z_1}{z_2}, \delta_2 = 90 - \delta_1.$$

$$\delta_1 = \text{arctg}\frac{19}{48} = 21{,}595^0 = 21^0 35' 43'';$$
$$\delta_2 = 90 - 21{,}595^0 = 68{,}405^0 = 68^0 24' 17''.$$

Внешний окружной модуль [3, с. 267]:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{240}{48} = 5 \text{ мм}.$$

Внешний делительный диаметр шестерни:

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u_ф} = \frac{240}{2{,}526} = 95 \text{ мм}.$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0{,}5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0{,}5\sqrt{95^2 + 240^2} = 129{,}059 \text{ мм}.$$

Среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0{,}5b_w = 129{,}059 - 0{,}5 \cdot 38 = 110{,}059 \text{ мм}.$$

Уточненный коэффициент ширины венца относительно внешнего конусного расстояния:

$$K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = \frac{38}{129{,}059} = 0{,}294.$$

Уточненное значение коэффициента ширины венца относительно диаметра шестерни.

$$\psi_{bd1} = \frac{K_{be}u}{(2 - K_{be})\cos\delta_1} = \frac{0{,}294 \cdot 2{,}526}{(2 - 0{,}294)\cos 21{,}595} = 0{,}469.$$

Средний окружной модуль

$$m_n = m_e \frac{R_m}{R_e} = 5 \cdot \frac{110{,}059}{129{,}059} = 4{,}264 \text{ мм}.$$

Коэффициент радиального зазора: $c^* = 0{,}2$.

Коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$.

Угол профиля $\alpha = 20^0$.

Средние делительные диаметры

$$d = d_e(1 - 0{,}5K_{be}).$$

$$d_1 = 95 \cdot (1 - 0{,}5 \cdot 0{,}294) = 81{,}014 \text{ мм};$$

$$d_2 = 240 \cdot (1 - 0{,}5 \cdot 0{,}294) = 204{,}667 \text{ мм}.$$

Эквивалентные числа зубьев колес:

$$z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos\delta_{1,2}}.$$

$$z_{v1} = \frac{19}{\cos 21{,}595^0} = 20{,}434;$$

$$z_{v2} = \frac{48}{\cos 68{,}405^0} = 130{,}418.$$

Коэффициент торцового перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{19} + \frac{1}{48}\right) = 1{,}645.$$

Коэффициенты смещения для прямозубых принимаем по [ГОСТ 19624-74, с. 17, П2, табл. 1]:

$$x_1 = -x_2 = 0{,}39.$$

Внешняя высота головки зуба [3, с. 255, табл. 10.12]:

$$h_{ae} = (1 + x)m_{te}.$$

$$h_{ae1} = (1 + x_{n1})m_{te} = (1 + 0{,}39) \cdot 5 = 6{,}95 \text{ мм};$$

$$h_{ae2} = (1 + x_{n2})m_{te} = (1 - 0{,}39) \cdot 5 = 3{,}05 \text{ мм}.$$

Внешняя высота ножки зуба [3, с. 255, табл. 10.12]:

$$h_{fe1,2} = h_{ae2,1} + c^* m_{te}.$$

$$h_{fe1} = h_{ae2} + c^* m_{te} = 3{,}05 + 0{,}2 \cdot 5 = 4{,}05 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = h_{ae1} + c^* m_{te} = 6{,}95 + 0{,}2 \cdot 5 = 7{,}95 \text{ мм}.$$

Окружная скорость передачи [3, с. 230]:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 81{,}014 \cdot 315}{60000} = 1{,}336 \text{ м/с}.$$

По принимаем степень точности передачи 9. Вид сопряжения колес – В.

Расчет сил в зацеплении.

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 89{,}74 \cdot 10^3}{81{,}014} = 2215{,}415 \text{ Н}.$$

Радиальная сила на шестерне, равная осевой на колесе:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 = 2215{,}415 \cdot \operatorname{tg}20^0 \cdot \cos 21{,}595^0 = 749{,}745 \text{ Н}.$$

Осевая сила на шестерне, равная радиальной на колесе [3, с. 257]:

$$F_{r2} = F_{a1} = F_t \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 = 2215{,}415 \cdot \operatorname{tg}20^0 \cdot \sin 21{,}595^0 = 296{,}774 \text{ Н}.$$

Расчет на контактную прочность.

Допускается недогрузка/перегрузка ±5%

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{F_t K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{u^2+1}}{0{,}85 b_w d_{m1} u}},$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий материалы колес

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями [3, с.

K_{Hv} – коэффициент приработки

$$K_{Hv} = 1 + \upsilon_H = 1 + \frac{w_{Hv} b_w}{F_t};$$

удельная окружная динамическая сила

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{(u+1) d_{m1}}{u}};$$

δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев; принимается по

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса; принимается по

Таким образом:

$$g_0 = 82;$$

$$\delta_H = 0{,}004;$$

$$w_{Hv} = 0{,}004 \cdot 82 \cdot 1{,}336 \cdot \sqrt{\frac{(2{,}526+1) \cdot 81{,}014}{2{,}526}} = 4{,}661;$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{4{,}661 \cdot 38}{2215{,}415} = 1{,}08;$$

$$Z_E = 192 \text{ МПа}^{1/3};$$

$$Z_H = 2{,}5;$$

$$\sigma_H = 192 \cdot 2{,}5 \cdot \sqrt{\frac{2215{,}415 \cdot 1{,}07 \cdot 1{,}08 \cdot \sqrt{2{,}526^2+1}}{0{,}85 \cdot 38 \cdot 81{,}014 \cdot 2{,}526}} = 492{,}36 \text{ МПа}.$$

Недогрузка/перегрузка по контактным напряжениям составляет:

$$\Delta\sigma_H\% = \frac{|[\sigma_H] - \sigma_H|}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{|474{,}453 - 492{,}36|}{474{,}453} \cdot 100\% = 3{,}774\% \leq 5\%,$$

что допустимо.

Расчет на изгибную прочность.

Условие усталостной прочности по напряжениям изгиба

$$\sigma_{F1} = \frac{2Y_{F1}T_1K_{F\beta}K_{Fv}}{0{,}85d_{m1}b_w m_{nm}} \le [\sigma_{F1}];$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1}\frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \le [\sigma_{F2}];$$

здесь Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба.

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; принимается по · в зависимости от величины ψ_{bd1}.

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику передачи; определяется в зависимости от окружной скорости, степени точности по нормам плавности твердости рабочих поверхностей зубьев.

$$K_{Fv} = 1 + \upsilon_F = 1 + \frac{w_{Fv}b_w}{F_t};$$

w_{Fv} – удельная окружная динамическая сила.

$$w_{Fv} = \delta_F g_0 v\sqrt{\frac{(u+1)d_{m1}}{u}};$$

δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев; принимается по

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зубьев шестерни и колеса; принимается по

Таким образом:

$$g_0 = 82;$$

$$\delta_F = 0{,}011;$$

$$w_{Fv} = 0{,}011 \cdot 82 \cdot 1{,}336 \cdot \sqrt{\frac{(2{,}526+1)\cdot 81{,}014}{2{,}526}} = 12{,}817;$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{12{,}817 \cdot 38}{2215{,}415} = 1{,}22;$$

$$K_{F\beta} = 1{,}15;$$

$$Y_{F1} = 3{,}55;$$

$$Y_{F2} = 3{,}62;$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot 3{,}55 \cdot 89{,}74 \cdot 10^3 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}22}{0{,}85 \cdot 81{,}014 \cdot 38 \cdot 4{,}264} = 80{,}108 \le [\sigma_{F1}] = 205{,}2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 80{,}108\frac{3{,}62}{3{,}55} = 81{,}687 \le [\sigma_{F2}] = 183{,}6 \text{ МПа}.$$

Прочность передачи обеспечена.

Расчет на прочность при действии кратковременных перегрузок.

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H\sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{max}}} \le [\sigma_H]_{max};$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F\frac{T_{пик}}{T_{max}} \le [\sigma_F]_{max}.$$

Отношение $(T_{пик}/T_{max})$ – см. циклограмму нагружения.

Значения максимальных допускаемых напряжений $[\sigma_H]_{max}$ и $[\sigma_F]_{max}$ определяются по { в зависимости от вида термообработки материала:

$$[\sigma_H]_{max1} = 2{,}8\sigma_{T1};$$
$$[\sigma_H]_{max2} = 2{,}8\sigma_{T2};$$
$$[\sigma_F]_{max1} = 2{,}7HB_1;$$
$$[\sigma_F]_{max2} = 2{,}7HB_2.$$

σ_T – предел текучести материала.

Таким образом:

$$\frac{T_{пик}}{T_{max}} = 2;$$
$$\sigma_{T1} = 580 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{T2} = 450 \text{ МПа};$$
$$[\sigma_H]_{max1} = 2{,}8 \cdot 580 = 1624 \text{ МПа};$$
$$[\sigma_H]_{max2} = 2{,}8 \cdot 450 = 1260 \text{ МПа};$$

принимаем минимальное значение: $[\sigma_H]_{max} = 1260$ МПа;

$$\sigma_{Hmax} = 492{,}36 \cdot \sqrt{2} = 696{,}302 \leq 1260 \text{ МПа};$$
$$[\sigma_F]_{max1} = 2{,}7 \cdot 285 = 769{,}5 \text{ МПа};$$
$$[\sigma_F]_{max2} = 2{,}7 \cdot 255 = 688{,}5 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1}\frac{T_{пик}}{T_{max}} = 80{,}108 \cdot 2 = 160{,}215 \leq [\sigma_F]_{max1} = 769{,}5 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2}\frac{T_{пик}}{T_{max}} = 81{,}687 \cdot 2 = 163{,}374 \leq [\sigma_F]_{max2} = 688{,}5 \text{ МПа}.$$

Прочность передачи при действии кратковременных перегрузок обеспечена.

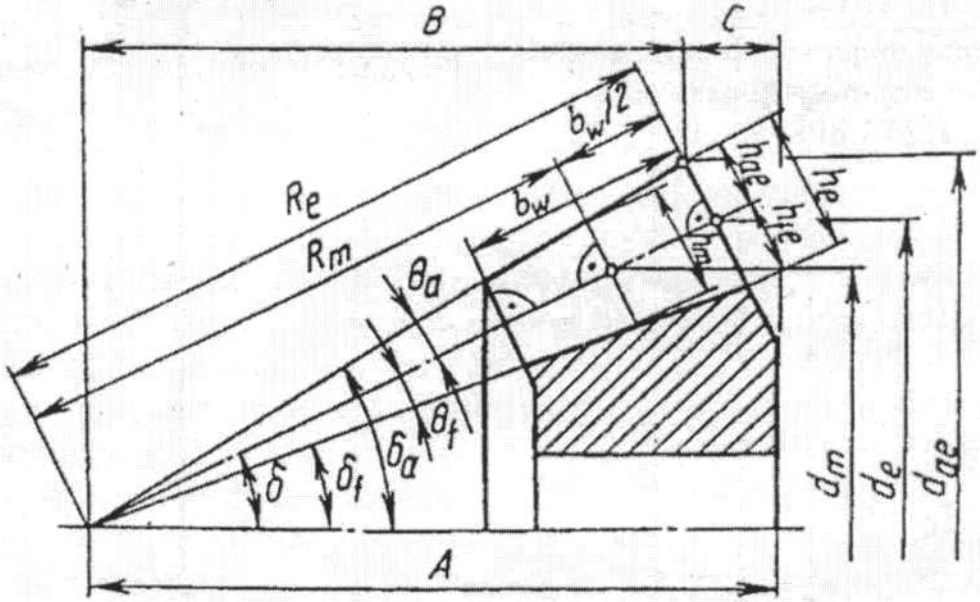


Рисунок – Схема конического колеса

Таблица – Сводная таблица данных расчета конической прямозубой передачи

Параметр / Значение	Параметр / Значение
Материал шестерни: сталь 45 ГОСТ 1050-88, НВ 285, термообработка: улучшение	Степень точности передачи и вид сопряжения колес: 9–В ГОСТ 1758-81
Материал колеса: сталь 45 ГОСТ 1050-88, НВ 255, термообработка: улучшение	Допускаемое контактное напряжение: $[\sigma_H] = 474{,}453$ МПа
Внешние делительные диаметры шестерни и колеса: $d_{e1} = 95$ мм, $d_{e2} = 240$ мм	Расчетное контактное напряжение: $\sigma_H = 492{,}36$ МПа
Ширина венца: $b_w = 38$ мм	Недогрузка/перегрузка по контактным напряжениям: $\Delta\sigma_H\% = 3{,}774\%$
Числа зубьев ведущего и ведомого колес: $z_1 = 19$, $z_2 = 48$	Допускаемое/расчетное напряжения изгиба шестерни: $[\sigma_{F1}] = 205{,}2 > \sigma_{F1} = 80{,}108$ МПа
Фактическое передаточное отношение передачи: $u_ф = 2{,}526$	Допускаемое/расчетное напряжения изгиба колеса: $[\sigma_{F2}] = 183{,}6 > \sigma_{F2} = 81{,}687$ МПа
Внешний окружной модуль: $m_{te} = 5$ мм	Окружная сила в зацеплении: $F_t = 2215{,}415$ Н
Внешнее конусное расстояние: $R_e = 129{,}059$ мм	Радиальная сила на шестерне, равная осевой на колесе: $F_{r1} = F_{a2} = 749{,}745$ Н
Коэффициенты смещения для колес: $x_{n1} = -x_{n2} = 0{,}39$	Осевая сила на шестерне, равная радиальной на колесе: $F_{r2} = F_{a1} = 296{,}774$ Н

Задача 5. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ,

Исходные данные:

$T_2 = 89.9 Н \cdot м$ - вращающий момент на колесе;

$n_2 = 179.43 мин^{-1}$ - частота вращения колеса;

$U = 16$ - передаточное число;

$L_h = L_{год} \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут} = 6 \cdot 365 \cdot 0{,}75 \cdot 24 \cdot 0{,}4 = 15768$ ч - время работы передачи (ресурс);

Материалы червяка и колеса

По рекомендациям справочных таблиц для червяка принимаем сталь марки 40Х, с улучшением и закалкой ТВЧ со следующими характеристиками:

твёрдость зубьев:

в сердцевине: 269-302НВ;

на поверхности: 45-50HRC$_э$;

$\sigma_в = 750$ Мпа;

Материал зубчатого венца червячного колёса по мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств и рекомендуемым для применения скоростям скольжения относим ко 1 группе со скоростью скольжения:

$$\upsilon_{ск} = 4{,}5 \cdot n_3 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[3]{T_4} = 4{,}5 \cdot 400 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[3]{916{,}8} = 1{,}75 \text{ м/с}$$

и принимаем материал ОЦС5-5-5, со следующими характеристиками:

$\sigma_в = 355$ МПа;

Допускаемые напряжения

Допускаемые контактные напряжения

Для I группы материалов

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{Ho} \cdot K_{HL} \cdot C_v;$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}};$$

$N = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h$-эквивалентное число циклов нагружения черевячного колеса.

$N = 573 \cdot 18.8 \cdot 15768 = 169859203;$

$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / 169859203} = 0.7;$

$C_v = 0.99$-в зависимости от скорости скольжения.

$[\sigma]_{Ho} = (0.75..0.9) \cdot \sigma_в;$

Для материала с твердостью больше 45HRC

$[\sigma]_{Ho} = 0.9\sigma_в = 0.9 \cdot 150 = 135$ Мпа;

$[\sigma]_H = 0.7 \cdot 135 = 104.5$ Мпа;

Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба вычисляем для зубьев червячного колеса:

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{Fo};$$

где $K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}}$ - коэффициент долговечности;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{169859203}} = 0.59;$$

$$[\sigma_F] = 0.98 \cdot 1{,}72 \cdot 1{,}11 = 3{,}93 \text{ Мпа};$$

Межосевое расстояние

$$a_W \geq 6100 \cdot \sqrt[3]{\frac{\cdot T_2}{[\sigma]_H^2}};$$

$$a_W = 6100 \cdot \sqrt[3]{\frac{5400}{(136{,}5 \cdot 20/8)^2}} \cdot 916{,}8 \cdot 1{,}1 = 177 мм.$$

Полученное расчётом межосевое расстояние округляем в большую сторону для стандартной червячной пары – до стандартного числа:

$$a_W = 224 мм.$$

Основные параметры передачи

$Z_1 = 2$ - для передач с U=14..30

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot U = 2 \cdot 16 = 32$

Предварительные значения:

модуля передачи: $m = 2 \cdot a_w / (z_2 + q) = 11.2 мм;$

Принимаем модуль m = 10 мм;

коэффициента диаметра червяка: $q = \frac{2 \cdot a_W}{m} - Z_2;$

В формулу для q подставляем ближайшее к расчётному стандартное значение m:

$$q = \frac{2 \cdot 125}{6.3} - 32 = 7.69$$

Полученное значение q округляем до ближайшего стандартного q=8

Коэффициент смещения:

$$x = \frac{a_W}{m} - 0.5 \cdot (Z_2 + q) = \frac{125}{6.3} - 0.5 \cdot (32 + 8) = -0.16 мм$$

Угол подъёма линии витка червяка:

на делительном диаметре

$$\gamma = \text{arctg}[\frac{Z_1}{q}] = \text{arctg}[\frac{2}{8}] = 14^{\circ}1'45''$$

на начальном диаметре

$$\gamma_w = \text{arctg}[\frac{Z_1}{(q + 2 \cdot x)}] = \text{arctg}[\frac{2}{8 + 2 \cdot (-0.16)}] = 13^{\circ}36'44''$$

$$U_ф = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{32}{2} = 16$$

Размеры червяка и колеса

Диаметр делительный червяка: $d_1 = q \cdot m = 8 \cdot 10 = 80мм$

Диаметр вершин витков: $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 80 + 2 \cdot 10 = 100мм$

Диаметр впадин: $d_{f1} = d_1 - 2.4 \cdot m = 80 - 2.4 \cdot 10 = 56мм$

Длина b_1 нарезанной части червяка при коэффициенте смещения $x = -0.16 \le 0$

$$b_1 = (11 = 0.06 \cdot Z_2) \cdot m = (11 + 0.06 \cdot 32) \cdot 10 = 203мм$$

Округляем значение b_1 в ближайшую сторону до числа из нормального ряда и получаем:

$$b_1 = 203мм$$

Для шлифуемых червяков полученную расчётом длину b_1 увеличиваем: при $m \le 10$ - на 25мм, и при этом получаем:

$$b_1 = 203мм$$

Диаметр делительный колеса: $d_2 = Z_2 \cdot m = 32 \cdot 6.3 = 320мм$

Диаметр вершин зубьев:

$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 201.6 + 2 \cdot 6.3 \cdot (1 + (-0.16)) = 340мм$

Диаметр впадин:

$d_{f2} = d_2 - 2m(1.2 - x) = 201.6 - 2 \cdot 6.3 \cdot (1.2 - (-0.16)) = 296мм$

Диаметр колеса наибольший: $d_{aM2} \le d_{a2} + \dfrac{6m}{Z_1 + k}$

где k=2 для передач с эвольвентным червяком;

$$d_{aM2} = 212.2 + \frac{6 \cdot 6.3}{2 + 2} = 221.65мм$$

Ширина венца: $b_2 = 0.75 \cdot d_{a1};;$

$$b_2 = 0.75 \cdot 63 = 75мм;$$

Принимаем b2 = 48 мм.

Проверочный расчёт передачи на прочность

Определяем скорость передачи в зацеплении:

$$\nu_{ск} = \frac{\nu_{W1}}{\cos\gamma_W};$$

где $\nu_1 = 0.5 \cdot \omega_1 \cdot d_1$;

здесь ν_1 – окружная скорость на начальном диаметре червяка, м/с;

$\gamma_W = 15°55'$ – начальный угол подъёма витка;

$$\nu_1 = 0.5 * 300.5 * 0.05 = 7.51 \text{ м/с};$$

$$\nu_{ск} = \frac{7.51}{\cos 15.55^\circ} = 7.8 \text{м/с}$$

По полученному значению $\nu_{ск}$ уточняем допускаемое напряжение $[\sigma]_H$:

Вычисляем расчётное напряжение:

$$\sigma_H = (4.8 * 10^5 / d_2) * \sqrt{\frac{K * T_2}{d_1}} \le [\sigma]_H;$$

$$\nu_2 = 0.5 \cdot \omega_2 \cdot d_2 = 0.5 * 18.8 * 0.201 = 1.89 \text{м/с};$$

При обычной точности изготовления и выполнении условия жёсткости червяка принимаем:

K=1 при $\nu_2 \le 3 м/с$;

$$\sigma_H = (4.8 * 10^5 / d_2) * \sqrt{\frac{K * T_2}{d_1}} = \frac{4.8 * 10^5}{0.201} * \sqrt{\frac{89.9}{0.05}} = 101.3 \le [\sigma]_H; \text{МПа};$$

КПД передачи

Коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{tg\gamma_w}{tg(\gamma_w + \rho)};$$

где γ_w – угол подъёма линии витка на начальном цилиндре;

ρ - приведённый угол трения, определяемый экспериментально с учётом относительных потерь мощности в зацеплении, в опорах и на перемешивание масла;

Значение угла ρ трения между стальным червяком и колесом из бронзы (латуни, чугуна) принимаем в зависимости от скорости скольжения $v_{ск}$: ρ=1°40'.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 14.2}{\operatorname{tg}\left(14.2 + 1^{\circ}40'\right)} = 0.876$$

Силы в зацеплении.

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_2}{d_2} = 2 \cdot 10^3 \frac{89.9}{201.6} = 892\ \text{Н};$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_2}{\left(d_{w1} \cdot u_{ф} \cdot \eta\right)} = 2 \cdot 10^3 \frac{89.9}{\left(50.4 \cdot 16 \cdot 0{,}876\right)} = 247.8\text{НН};$$

Радиальная сила :

$$F_r = F_{t2} \cdot \cos\gamma_w$$

Для стандартного угла $\alpha=20^0$

$$F_r = 0.364 F_{t2} \cos\gamma_w = 0.364 \cdot 892 \cos 14.2 = 324.7\text{НН};$$

Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба.

Расчётное напряжение изгиба:

$$\sigma_F = \frac{K \cdot F_{t2} \cdot Y_{F2} \cdot \cos\gamma_w}{1.3 m^2 \left(q + 2x\right)} \le [\sigma]_F;$$

где К – коэффициент нагрузки, значения которого вычислены в п.5.6.;

Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, который выбирают в зависимости от

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3\gamma_w} = \frac{32}{\cos^3 14.2} = 35.12;$$

Принимаем Y_{F2}=1,45;

$$\sigma_F = \frac{1.069 \cdot 892 \cdot 1.64 \cos 14.2}{1.3 \cdot 6.3^2 \cdot \left(10 + 2 \cdot \left(-0.16\right)\right)} = 18,76\ \text{Мпа};$$

Проверочный расчёт на прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки.

Проверка зубьев колеса на контактную прочность при кратковременном действии пикового момента $T_{пик}$. Действие пиковых нагрузок оценивают коэффициентом перегрузки:

$$K_{пер} = \frac{T_{max}}{T} = \frac{1{,}8T_1}{T_1} = 1{,}8;$$

где $T=T_{max}$ – максимальный из длительно действующих (номинальный) момент;

Проверка на контактную прочность при кратковременном действии пикового момента:

$$\sigma_{H\,max} = \sigma_H \sqrt{K_{пер}} = 101.3\sqrt{1{,}8} = 135.9 \le [\sigma]_{H\,max};$$

Проверка зубьев червячного колеса на прочность по напряжениям изгиба при действии пикового момента:

$$\sigma_{F\,max} = \sigma_F \cdot K_{пер} = 18.9 \cdot 1{,}8 = 34{,}768 \le [\sigma]_{F\,max};$$

Задача 6.Рассчитать цепную передачу

Передаваемая мощность и частота вращения ведущей и ведомой звездочек являются исхо
ными данными для расчета цепной передачи:

Исходные данные для расчёта:

- передаваемая мощность —6,8 кВт;
- частота вращения ведущей звездочки — 142,5 об/мин;
- частота вращения ведомой звездочки — 87 об/мин;
- передаточное число $u_{цеп} = 1,638$

Выбираем число зубьев меньшей звездочки:
z1=29-2u = 29-2*1,638= 25,72
принимаем z1 = 26

Выбираем число зубьев большей звездочки:
z2= z1*u = 26*1,638 = 42,23
принимаем z2= 42

Уточняем передаточное отношение:
u= z2 / z1 = 42 / 26 = 1,638

Вычисляем коэффициент эксплуатации:
Кэ = kд*ka*kн*kp*kсм*kп.
где:
kд = 1,0 - динамический при спокойной нагрузке;
ka = 1,0 - учитывает влияние межосевого расстояния [ka= 1 при aц=(30...60)*t];
kн = 1,0 - учитывает влияние угла наклона линии центров kн= 1, если этот угол не превышает 60°, в противном случае kн= 1.25; у нас = 0°
kp = 1,25 - учитывает способ регулирования натяжения цепи, в нашем случае не регулируется;
kсм = 1,0 - учитывает способ смазки, в нашем случае - периодическая смазка
kп = 1,25 - учитывает периодичность работы передачи, в нашем случае – 2 смены.

Кэ = kд*ka*kн*kp*kсм*kп.= 1,0*1,25*1,25*1,0*1,0*1,0 = 1,5625

Определяем предварительное значение шага цепи:

$p \geq 598 * \sqrt[3]{(P * Кэ)/(z * n * [q] * mp)}$,мм

где: Кэ=1,5625; z1=25; n1=80 об/мин
P=2,9497 кВт; mp=1,0
$[q]=(\sum [q]i) / i = (34,3+34+33,8+33,2)/4 = 31,375$

$p \geq 598 * \sqrt[3]{(6,8 * 1,5625)/(26 * 142,5 * 31,375 * 1,0)} = 23,94$ мм

Выбираем цепь по таблице 3.1.1 [1] со следующими параметрами:
p=25,4 мм
d=7,92 мм
d1=15,88 мм
b=15,88 мм
b6=22 мм
b7=17 мм
A=29,29 мм
h=24,2 мм

S=1,79 см^2

Определяем площадь проекции опорной поверхности шарнира:
A= d * b = 7,92*15,88 = 125,77 мм^2

Определяем предварительную величину межосевого расстояния:
aw=(30…50)*p = 30*25,4 = 762 мм

Определяем число звеньев цепи:
d1=p/sin(3,14/z1)=25,4/(sin180/26)= 211,66 мм
d2=p/sin(3,14/z2)=25,4/(sin180/42)= 362,82 мм
l=(2aw+3.14/2*(d2+d1)+(d2-d1)^2 /4a) / p= (2*762+3,14/2(574,48)+7,48)/25,4=60,29
nзв=2*a/p+(z2+z1)/2+((z2-z1)/2П)^2 *p/*a* = 2*762/25,4+(42+26)/2+((42-26)/2*3,14)^2 *25,4/762 = 60+34+0,211 = 84,211округляем nзв=84

Уточняем межосевое расстояние:

$$a=p/4*\left[\left(n-\frac{z2+z1}{2}\right)+\sqrt{\left(n-\frac{z2+z1}{2}\right)^2-8*\left(\frac{z2-z1}{2П}\right)^2}\right]$$

$$a=25,4/4*\left[\left(84-\frac{42+26}{2}\right)+\sqrt{\left(84-\frac{42+26}{2}\right)^2-8*\left(\frac{42-26}{2*3,14}\right)^2}\right]=631,19мм$$

Определяем окружную скорость в передаче:
V=(z1*p*n1)/60*1000;
V=(26*25,4*142,5)/60*1000 = 1,56 м/с

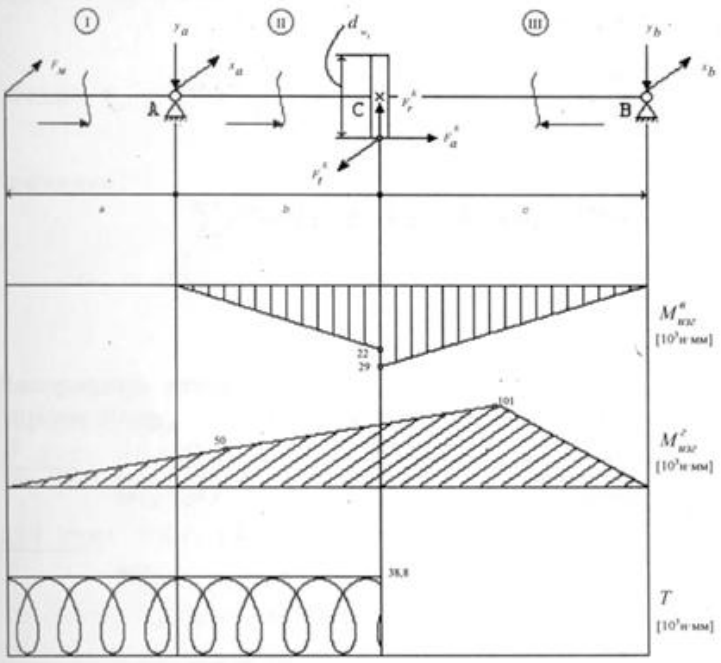
Определяем окружную передаваемую силу:
F = (60*1000*P)/ (z1*p*n1)
F = (60*1000*6,8)/(26*25,4*142,5) = 4,3 кН

Рассчитываем цепь на износостойкость:
q = (Ft*Kэ)/(Bвн*d*mp)
q = (3,48*1000*1,5625)/(15,88*7,92*1,0) = 43,23 ≤ 45 , что допустимо

Определяем усилия в ветвях:
F1=Ft+Fv+Fq – в ведущей ветви
F2=Fv+Fq – в ведомой ветви
Fv = qц*V^2 = 5 * 0,85^2 = 1,8785 Н
Fq = qц*a*q*Kf = 5*761,64*9,81*6 = 116,56 Н
F1 = 3480+1,8785+116,56=3598,44 Н
F2 = 1,8785+116,56 = 118,44 Н
Определяем нагрузки действующие на валы:
Fв = Ft*Kb; Kb = 1,05-1,3;
Fв = 3,48 кН * 1,2 = 4,176 кН

Задача 7. Рассчитать вал.

Расчетная схема представлена на рисунке 1



$a = 64{,}5$ мм
$b = 46{,}5$ мм
$c = 114{,}5$ мм

$F_t^Б = 1966$ н
$F_a^Б = 364$ н
$F_r^Б = 728$ н
$T_Б = 38{,}8$ н·м

$$F_M = 125 \cdot \sqrt{T_Б} = 125 \cdot \sqrt{38{,}8} \cong 779 \text{ н}$$

Определение опорных реакций

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости.
Найдем сумму моментов сил относительно точки A:

$$\sum M_A^a = 0; \quad +F_r^Б \cdot b + F_a^Б \cdot \frac{d_{w_1}}{2} - y_b \cdot (b+c) = 0,$$

отсюда $$y_b = \frac{F_r^Б \cdot b + F_a^Б \cdot \frac{d_{w_1}}{2}}{(b+c)} = \frac{728 \cdot 46{,}5 + 364 \cdot \frac{39}{2}}{46{,}5 + 114{,}5} \cong 254 \text{ н}.$$

Найдем сумму моментов сил относительно точки B:

$$\sum M_B^a = 0; \quad -F_r^Б \cdot c + F_a^Б \cdot \frac{d_{w_1}}{2} + y_a \cdot (b+c) = 0,$$

отсюда $$y_a = \frac{-F_r^Б \cdot c + F_a^Б \cdot \frac{d_{w_1}}{2}}{(b+c)} = \frac{-728 \cdot 114{,}5 + 364 \cdot \frac{39}{2}}{46{,}5 + 114{,}5} \cong 474 \text{ н}.$$

Проверка:

$$\sum F^a = 0; \quad -y_a + F_r^Б - y_b = -474 + 728 - 254 = 0;$$

$y_a = 474$ н
$y_b = 254$ н

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости:
Найдем сумму моментов сил относительно точки A:

$$\sum M_A^z = 0; \quad +F_M \cdot a + F_t^Б \cdot b - x_b \cdot (b+c) = 0,$$

отсюда $$x_b = \frac{F_M \cdot a + F_t^Б \cdot b}{(b+c)} = \frac{779 \cdot 64{,}5 + 1966 \cdot 46{,}5}{46{,}5 + 114{,}5} \cong 879 \text{ н}.$$

Найдем сумму моментов сил относительно точки B:

$$\sum M_B^z = 0\ ; \quad +F_M\cdot(a+b+c)-F_t^E\cdot c+x_a\cdot(b+c)=0\ ,$$

отсюда $x_a=\dfrac{-F_M\cdot(a+b+c)+F_t^E\cdot c}{(b+c)}=\dfrac{-779\cdot(64{,}5+46{,}5+114{,}5)+1966\cdot 114{,}5}{46{,}5+114{,}5}\cong 307$ н.

Проверка:

$$\sum F^z = 0\ ; \quad F_M + x_a - F_r^E + x_b = 779+307-1966+880=0\ ;$$

$x_a = 307$ н
$x_b = 879$ н

Построение эпюр

Строим эпюру изгибающего момента в вертикальной плоскости:

I^{й} учк: $0\le z_I\le a$

$M_{изг}^a = 0\ ;$

IIй учк: $0\le z_{II}\le b$

$M_{изг}^a = -y_a\cdot z_{II}\ ;$

$z_{II}=0\rightarrow M_{изг}^a=0\ ;$

$z_{II}=b\rightarrow M_{изг}^a=-y_a\cdot b=-474\cdot 46{,}5=-22\cdot 10^3$ н·мм.

IIIй учк: $0\le z_{III}\le c$

$M_{изг}^a = -y_b\cdot z_{III}\ ;$

$z_{III}=0\rightarrow M_{изг}^a=0\ ;$

$z_{III}=c\rightarrow M_{изг}^a=-y_b\cdot c=-254\cdot 114{,}5=-29\cdot 10^3$ н·мм.

Строим эпюру изгибающего момента в горизонтальной плоскости:

I^{й} учк: $0\le z_I\le a$

$M_{изг}^z = F_M\cdot z_I\ ;$

$z_I=0\rightarrow M_{изг}^z=0\ ;$

$z_I=a\rightarrow M_{изг}^z=F_M\cdot a=779\cdot 64{,}5=50\cdot 10^3$ н·мм.

IIй учк: $0\le z_{II}\le b$

$M_{изг}^z = F_M\cdot(a+z_{II})+x_a\cdot z_{II}\ ;$

$z_{II}=0\rightarrow M_{изг}^z=F_M\cdot a=779\cdot 64{,}5=50\cdot 10^3$ н·мм.

$z_{II}=b\rightarrow M_{изг}^z=F_M\cdot(a+b)+x_a\cdot b=779\cdot(64{,}5+46{,}5)+307\cdot 46{,}5=101\cdot 10^3$ н·мм.

IIIй учк: $0\le z_{III}\le c$

$M_{изг}^z = x_b\cdot z_{III}\ ;$

$z_{III}=0\rightarrow M_{изг}^z=0\ ;$

$z_{III}=c\rightarrow M_{изг}^z=x_b\cdot c=879\cdot 114{,}5=101\cdot 10^3$ н·мм.

Определение опасного сечения

Определяем суммарные изгибающие моменты в точках A и C:

$$M_A^\Sigma=\sqrt{\left(M_{изг}^a\right)^2+\left(M_{изг}^z\right)^2}=\sqrt{0^2+50^2}\cong 50\cdot 10^3\text{ н·мм};$$

$$M_C^\Sigma=\sqrt{\left(M_{изг}^a\right)^2+\left(M_{изг}^z\right)^2}=\sqrt{29^2+101^2}\cong 105\cdot 10^3\text{ н·мм}.$$

$$M_A^\Sigma < M_C^\Sigma\ ,$$

следовательно опасным является сечение в точке C.

Проверка опасного сечения на статическую прочность

Должно выполнятся следующее условие:

$$\sigma_{экв} \le [\sigma_{изг}],$$

где $[\sigma_{изг}] = 0{,}8\sigma_T$, согласно [1; 165; табл.10.2] для стали 45 $\sigma_T = 540\,\text{МПа}$, следовательно

$$[\sigma_{изг}] = 0{,}8 \cdot 540 = 432\,\text{МПа}.$$

Определяем напряжения изгиба и кручения в опасном сечении:

$$\sigma_{изг} = \frac{M_C^{\Sigma}}{0{,}1 \cdot d^3}, \quad \tau = \frac{T_Б}{0{,}2 \cdot d^3},$$

где $d = d_{f_1} = 34\,\text{мм}$ – диаметр вала в сечении,

$$\sigma_{изг} = \frac{105 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 34^3} \cong 26{,}7\,\text{МПа}, \quad \tau = \frac{38{,}8 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 34^3} \cong 4{,}9\,\text{МПа}.$$

Определяем эквивалентное напряжение в опасном сечении:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 4 \cdot \tau^2} < [\sigma_{изг}]$$

$$\sigma_{экв} = \sqrt{26{,}7^2 + 4 \cdot 4{,}9^2} \cong 28 < 432\,\text{МПа}.$$

Проверка опасного сечения по запасу сопротивления усталости

Должно выполнятся следующее условие:

$$S \ge [S] = 1{,}5,$$

где S – коэффициент запаса усталости, определяется по следующее формуле:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad \text{согласно [3; 299]},$$

где $S_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1}}{\dfrac{k_\sigma}{k_d \cdot k_F} \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}$, $S_\tau = \dfrac{\tau_{-1}}{\dfrac{k_\tau}{k_d \cdot k_F} \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m}$ согласно [3; 299].

σ_a, τ_a – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

σ_m, τ_m – постоянные составляющие циклов напряжений.

При расчете валов, согласно [3; 300], принимаем:

$$\sigma_m = 0;\ \sigma_a = \sigma_{изг} = \frac{M_C^{\Sigma}}{0{,}1 \cdot d^3};\quad \tau_m = \tau_a = 0{,}5 \cdot \tau = 0{,}5 \frac{T_Б}{0{,}2 \cdot d^3}.$$

Ψ_σ, Ψ_τ – коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости и зависящие от механических характеристик стали.

Для среднеуглеродистой стали, согласно [3; 300]:

$$\Psi_\sigma = 0{,}1, \quad \Psi_\tau = 0{,}05.$$

σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости при изгибе и кручении соответственно.

Согласно [3; 300]:

$$\sigma_{-1} = (0{,}4 \div 0{,}5) \cdot \sigma_в, \quad \tau_{-1} = (0{,}2 \div 0{,}3) \cdot \sigma_в.$$

Для стали 45 $\sigma_в = 750\,\text{МПа}$, следовательно

$$\sigma_{-1} = 0{,}4 \cdot 750 = 300\,\text{МПа}, \quad \tau_{-1} = 0{,}2 \cdot 750 = 150\,\text{МПа}.$$

k_d, k_F – масштабный фактор и фактор шероховатости поверхности.

для $d = 34\,\text{мм}$ $k_d = 0{,}68$.

$k_F = 1$.

k_σ, k_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении соответственно (из двух концентраторов напряжений выбирают тот, для которого коэффициенты больше).

Согласно

шпоночный паз: $k_\sigma = 1{,}7$, $k_\tau = 1{,}4$;

посадка с натягом: $k_\sigma = 2{,}4$, $k_\tau = 1{,}8$;

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d \cdot k_F} \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{300}{\frac{2{,}4}{0{,}68 \cdot 1} \cdot 26{,}7 + 0} \cong 3{,}2;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d \cdot k_F} \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{150}{\frac{1{,}8}{0{,}68 \cdot 1} \cdot 2{,}45 + 0{,}05 \cdot 2{,}45} \cong 22{,}7$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3{,}2 \cdot 22{,}7}{\sqrt{3{,}2^2 + 22{,}7^2}} \cong 3{,}2 > [S] = 1{,}5$$

Задача 8. Натяжной барабан ленточного транспортера находится под действием силы: а) $F=2$ кН, б) $F=5$ кН (суммарная сила натяжения ветвей ленты транспортера), приложенной посередине барабана, и вращающийся с частотой: а) $n=150$ мин$^{-1}$, б) $n=250$ мин$^{-1}$.

Подобрать подшипники для цапф оси барабана, если диаметр шипов оси: а) $d=25$ мм, б) $d=40$ мм. Транспортер работает с незначительными толчками и колебаниями нагрузки.

Решение. а) 1. Вычерчиваем схему нагружения оси барабана (рис. 1).

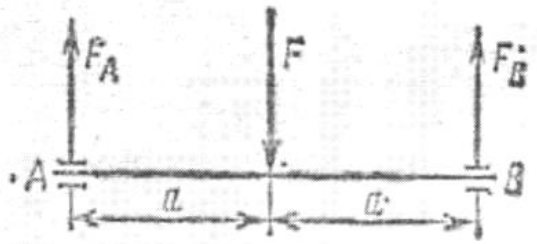


Рис. 1

2. Определяем опорные реакции (нагрузка F симметрична относительно опор A и B):

$$F_r=F_A=F_B=0{,}5F=0{,}5\cdot 2=1 \text{ кН}.$$

3. Выбираем тип подшипника. Так как нагрузка с умеренными толчками и осевая сила отсутствует ($F_a=0$), то назначаем шариковые радиальные подшипники.

4. Типоразмер подшипников определяем из условия $C_{тр}\leqslant C$ при заданном диаметре шипа оси. Радиальная нагрузка подшипника $F_r=F_A=F_B=1$ кН $=10^3$ Н. Принимая ось натяжного барабана неподвижной, заключаем, что вместе с барабаном вращаются наружные кольца подшипников и, следовательно, $V=1{,}2$ (см. табл. П45); $K_б=1{,}1$ — коэффициент безопасности нагрузки, (см. табл.); $K_т=1$ — температурный коэффициент (см. табл.); $L_h=15\cdot 10^3$ ч — желаемая долговечность подшипника, ч (*ресурс* подшипника), назначенная в предположении смены подшипников при капитальном ремонте транспортера.

Требуемое значение динамической грузоподъемности вычислим по формуле (209) при $X=1$, так как $F_a=0$ и $F_a/(VF_r)<e$ (см. табл.); $\alpha=3$ — для шариковых подшипников

$$C_{тр}=(XVF_r+YF_a)\,K_б K_т\,(6\cdot 10^{-5} n L_h)^{1/\alpha}=$$
$$=(1\cdot 1{,}2\cdot 10^3+0)\,1{,}1\cdot 1\,(6\cdot 10^{-5}\cdot 150\cdot 15\cdot 10^3)^{1/3}=$$
$$=1{,}32\cdot 10^3\sqrt[3]{135}=6{,}75\cdot 10^3 \text{ Н}=6{,}75 \text{ кН}.$$

По табл. при $d=25$ мм и $C_{тр}=6{,}75$ кН принимаем шарикоподшипник 105 особо легкой серии, у которого $d=25$ мм, $D=17$ мм, $B=12$ мм, $C=7{,}5$ кН, $n_{пр}>8\cdot 10^3$ мин$^{-1}$.

Задача 9. Вычислить теоретическую долговечность шарикоподшипника: а) 412; б) 108, если частота вращения внутреннего кольца: а) $n=1500$ мин$^{-1}$; б) $n=2900$ мин$^{-1}$, а радиальная нагрузка: а) $F_r=6{,}25$ кН; б) $F_r=1{,}08$ кН.

Как изменится ресурс подшипника, если к заданной радиальной нагрузке добавить осевую: а) $F_{a1}=0{,}97$ кН, $F_{a2}=2{,}8$ кН; б) $F_{a1}=0{,}04$ кН, $F_{a2}=0{,}32$ кН?

Решение. а) 1. По табл. П40 для шарикоподшипника 412 $C_{тр}=C=84$ кН, $C_0=70$ кН, $X=1$ при $F_a=0$.

2. По формуле вычисляем ресурс подшипника L_h при $\alpha=3$ для шарикоподшипников (см. занятие 22) и ориентировочно принятых $V=1$, $K_б=1{,}25$, $K_т=1$); $C_{тр}=(XVF_r+YF_a)\,K_б K_т\,(6\cdot 10^{-5} n L_h)^{1/\alpha}$; $84=(1\cdot 1\cdot 6{,}25+0)\,1{,}25\cdot 1\,(6\cdot 10^{-5}\cdot 1500\cdot L_h)^{1/3}$:

$$L_h=(84/7{,}82)^3\,10^2/(6\cdot 1{,}5)=11\,180 \text{ ч}.$$

3. Определяем ресурс подшипника при совместном действии нагрузок F_r и F_a. При $F_{a1}/C_0=0{,}97/70=0{,}01385$, получаем $e\approx 0{,}19$ (см. табл.).

Так как $F_{a1}/(VF_r)=0{,}97/(1\cdot 6{,}25)=0{,}155<e$, то $Y=0$ и, следовательно,

При $F_{a2}/C_0 = 2{,}8/70 = 0{,}04$ интерполируя (см. табл), получаем

$$\left.\begin{matrix} 0{,}028 - 0{,}22 \\ 0{,}056 - 0{,}26 \end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix} 0{,}028 - 0{,}04 \\ 0{,}016 - x \end{matrix}\right\} \quad x = \frac{0{,}016 \cdot 0{,}04}{0{,}028} = 0{,}0229 \text{ и } e = 0{,}22 + 0{,}0229 = 0{,}2429.$$

Так как $F_{a2}/(VF_r) = 2{,}8/(1 \cdot 6{,}25) = 0{,}448 > e$, то $Y \neq 0$ и его значение найдем интерполированием (см. табл. для значений e и Y):

$$\left.\begin{matrix} 0{,}22 - 1{,}99 \\ 0{,}26 - 1{,}71 \end{matrix}\right\} \left.\begin{matrix} 0{,}04 - 0{,}28 \\ 0{,}0229 - x \end{matrix}\right\} \quad x = \frac{0{,}0229 \cdot 0{,}28}{0{,}04} = 0{,}16 \text{ и } Y = 1{,}71 + 0{,}16 = 1{,}87.$$

По формуле при $Y = 1{,}87$, $X = 0{,}56$ и $F_a = 2{,}8$ кН, получаем:

$$84 = (0{,}56 \cdot 1 \cdot 6{,}25 + 1{,}87 \cdot 2{,}8)\ 1{,}25 \cdot 1\ (6 \cdot 10^{-5} \cdot 1500\, L_h)^{1/3};$$

$$L_h = [84/(8{,}74 \cdot 1{,}25)]^3\ 10^2/(6 \cdot 1{,}5) = 458 \cdot 10^2/9 = 5100 \text{ ч},$$

что значительно меньше L_h при $F_a = 0$ или $F_a = 0{,}97$ кН.

Задача 10. Чугунный шкив клиноременной передачи передает от электродвигателя к вентилятору мощность: а) $P = 10$ кВт, б) $P = 14$ кВт при $n = 1460$ мин$^{-1}$. Подобрать и проверить на прочность призматическую шпонку, если диаметр вала: а) $d = 40$ мм, б) $d = 45$ мм; длина ступицы шкива: а) $l' = 75$ мм, б) $l' = 80$ мм.

Решение. а) 1. По табл. . для $d = 40$ мм подбираем призматическую шпонку $b \times h = 12 \times 8$ мм. Длину шпонки выбираем так, чтобы она была меньше длины ступицы шкива ($l' = 75$ мм) на 3 ... 10 мм и не выходила за границы предельных размеров для шпонок (см. табл.). Принимаем $l = 70$ мм.

2. Расчетная длина шпонки $l_p = l - b = 70 - 12 = 58$ мм — исполнение А (со скругленными торцами); $l_p = l - 0{,}5\,b = 70 - 0{,}5 \cdot 12 = 64$ мм — исполнение С (с одним плоским и другим скругленным торцом); $l_p = l = 70$ мм — исполнение В (с плоскими торцами).

3. Проверяем выбранную шпонку на смятие. Момент на валу шкива

$$T = 9{,}55P/n = 9{,}55 \cdot 10 \cdot 10^3/1460 = 65{,}3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При возможности установки призматической шпонки любого исполнения одинаковыми размерами b, h, l наименьшее значение расчетной длины наблюдается у шпонки в исполнении А (со скругленными торцами), а рабочие напряжения смятия, очевидно, окажутся наибольшими. Следовательно, достаточно проверить прочность на смятие только для соединения шпонкой в исполнении А.

Расчетное напряжение смятия по формуле

$$\sigma_{см} \approx 4{,}4T/(dhl_p) = 4{,}4 \cdot 65{,}3/(40 \cdot 8 \cdot 58 \cdot 10^{-9}) = 15{,}8 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Это напряжение значительно ниже допускаемого $[\sigma_{см}] = 60 \ldots 90$ МПа.

Условное обозначение выбранной шпонки (со скругленными торцами): *Шпонка* $12 \times 8 \times 70$

Задача 11. Стальное зубчатое колесо, закрепленное на валу диаметром: а) $d = 25$ мм, б) $d = 16$ мм, передает мощность: а) $P = 7$ кВт, б) $P = 4$ кВт при частоте вращения вала: а) $n = 980$ мин$^{-1}$, б) $n = 1470$ мин$^{-1}$.

Подобрать сегментную шпонку и проверить соединение на прочность, если нагрузка передается с легкими толчками

Решение. а) 1. По табл. при $d = D = 25$ мм подбираем сегментную шпонку размерами $b = 6$ мм, $h = 9$ мм, $l_p = l = 21{,}6$ мм.

2. Проверяем соединение на смятие, а шпонку — на срез. Передаваемый момент

$$T = 9{,}55P/n = 9.55 \cdot 7 \cdot 10^3/980 = 68{,}2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчетное напряжение среза шпонки по формуле

$$\tau_{ср}=2T/(dbl_р)=2\cdot 68{,}2/(25\cdot 6\cdot 21{,}6\cdot 10^{-9})=42\cdot 10^6 \text{ Па} \ll [\tau_{ср}].$$

Условное обозначение выбранной сегментной шпонки: *Шпонка* 6×9

Задача 12. Подобрать и проверить на прочность подвижное шлицевое соединение вторичного вала коробки передач автомобиля при передаче момента: а) $T=0{,}4\cdot 10^3$ Н·м; б) $T=0{,}7\cdot 10^3$ Н·м. 1. Шлицы прямобочные: а) $d=28$ мм, $D=34$ мм; б) $d=36$ мм, $D=42$ мм. 2. Шлицы эвольвентные: а) $D=35$ мм, б) $D=40$ мм. Материал — сталь 45, улучшение. Длина ступицы шестерни: а) $l=55$ мм, б) $l=60$ мм.

Решение. 1. Для *прямобочных* шлицев. По табл. выбираем шлицевое соединение средней серии (для средненагруженных передач при перемещении втулки без нагрузки рекомендуется выбирать среднюю серию), для которого при $d=28$ мм и $D=34$ мм, $z=6$, $b=7$, $f=0{,}4$ мм, $r_{max}=0{,}3$ мм, $S_F=205$ мм^3/мм, $K_{кр}=1{,}9\ldots 3{,}9$.

Определяем допускаемое напряжение и проверяем соединение на смятие [см. формулу (219а)] при $\sigma_т=540$ МПа (см. табл. для стали 45, улучшение), $n=1{,}3$, $K_э=1$ при передаче только T, $K_{кр}=2{,}5$, $K_{см}=(1{,}1\ldots 1{,}6)\,K_э K_{кр}=(1{,}1\ldots 1{,}6)\times 1\cdot 2{,}5=2{,}75\ldots 4$, принимаем $K_{см}=3{,}2$, $K_д=2{,}3$. Итак,

$$[\sigma_{см}]=\sigma_т/(nK_{см}K_д)=540/(1{,}3\cdot 2{,}5\cdot 2{,}3)=56{,}4 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{см}=T/(S_F l)=0{,}4\cdot 10^3/(205\cdot 55\cdot 10^{-9})=35{,}4\cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma_{см}].$$

2. Для *эвольвентных* шлицев. По табл. выбираем шлицевое соединение с $m=2$ мм для ряда предпочтительных z: $D=35$ мм, $m=2$ мм, $z=16$. Принимая во табл. $[\sigma_{см}]=30\ldots 60$ МПа, проверяем соединение на смятие по формуле

$$\sigma_{см}=\frac{T}{0{,}3\,(D-2m)\,zml}=\frac{0{,}4\cdot 10^3}{0{,}3\,(35-2\cdot 2)\,16\cdot 2\cdot 55\cdot 10^{-9}}=24{,}4\cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma_{см}].$$

Для эвольвентного шлицевого соединения расчетные напряжения смятия получились значительно меньшими, чем для прямобочного, что подтверждает высказанные выше соображения о предпочтительности эвольвентных соединений.

Задача 13. Стальная втулочная муфта ... соединяющая вал электродвигателя с валом центробежного насоса, передает момент: а) $T=75$ Н·м, б) $T=105$ Н·м. Проверить прочность муфты и штифтов, если: а) $d=30$ мм, $d_1=8$ мм; б) $d=42$ мм, $d_1=12$ мм.

Решение. а) 1. По эмпирической формуле ... находим наружный диаметр муфты D и $c=d/D$:

$$D \approx (1{,}7\ldots1{,}5)\,d=(1{,}7\ldots1{,}5)\,30=51\ldots45 \text{ мм}.$$

Принимая $D=48$ мм, получаем $c=d/D=30/48=0{,}625$.

2. Проверяем втулку муфты на кручение по формуле (193); при $[\tau_к]=25$ МПа (низкое значение $[\tau_к]$ объясняется ослаблением сечения муфты отверстиями под штифты или шпоночной канавкой).

По табл. ... коэффициент режима работы $k_p=1{,}5\ldots2$. Принимая $k_p=1{,}75$, определяем расчетный момент: $T_p=k_pT=1{,}75\times75=131$ Н·м.

Следовательно,

$$\tau_к=\frac{T}{W_p}=\frac{16T_p}{\pi D^3(1-c^4)}=\frac{16\cdot131}{\pi\cdot48^3\cdot10^{-9}(1-0{,}625^4)}=6{,}95\cdot10^6 \text{ Па}<[\tau_к].$$

3. Штифты проверяем на срез при $[\tau_{ср}]=90$ МПа для стали 45. Так как

$$S_{ср}=2\pi d_1^2/4 \text{ и } F_{tp}=2T_p/d, \text{ то}$$

$$\tau_{ср}=\frac{F_{tp}}{S_{ср}}=\frac{4\cdot2T_p}{2\pi d_1^2 d}=\frac{4\cdot131}{\pi\cdot8^2\cdot30\cdot10^{-9}}=84\cdot10^6 \text{ Па}<[\tau_{ср}].$$

Задача 14. Фланцевая муфта ... соединяющая концы валов привода шаровой мельницы, передает момент: а) $T=1450$ Н·м, б) $T=2150$ Н·м. Фланцы полумуфт соединены шестью болтами, три из которых поставлены в отверстия без зазора и предназначены для передачи заданного момента.

Подобрать болты, если диаметр окружности, на которой расположены их оси: а) $D_0=165$ мм; б) $D_0=230$ мм.

Решение. а) 1. Для болтов назначаем сталь Ст4 и по табл. П3 определяем предел текучести: $\sigma_т=255\ldots235$ МПа.

2. Принимая $\sigma_т=245$ МПа, находим допускаемое напряжение при работе болта на срез

$$[\tau_{ср}]=(0{,}25\ldots0{,}30)\,\sigma_т=(0{,}25\ldots0{,}30)\,245=61{,}4\ldots73{,}6 \text{ МПа},$$

принимаем $[\tau_{ср}]=67$ МПа.

3. По табл. ... $k_p=2{,}0\ldots3{,}0$. Принимая $k_p=2{,}5$, вычисляем расчетный момент:

$$T_p=k_pT=2{,}5\cdot145=3630 \text{ Н·м}.$$

4. Из уравнения прочности

$$\tau_{ср}=4F_t/(\pi i z d_0^2)=4\cdot2T_p/(\pi i z d_0^2 D_0)\le[\tau_{ср}]:$$

определяем диаметр d_0 ненарезанной части болта при $i=1$, $z=3$ и окружной силе $F_t=F_{тр}=2T_p/D_0$:

$$d_0\ge\sqrt{\frac{8T_p}{\pi i z D_0[\tau_{ср}]}}=\sqrt{\frac{8\cdot3630}{\pi\cdot1\cdot3\cdot165\cdot67\cdot10^3}}=16{,}7 \text{ мм}.$$

Принимая $d_0=17$ мм, по табл. назначаем для всех болтов резьбу М16

Задача 15

Подбор и проверочный расчет упругой втулочно-пальцевой муфты

Исходя из диаметров входного вала редуктора и вала электродвигателя, выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую по ГОСТ 21424-93.

Принимаем муфту 250-28-1-22-1 ГОСТ 21424-93.

Условие прочности пальца на изгиб:

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot k \cdot T_н \cdot L_p}{0{,}1 \cdot d_0^3 \cdot D_1 \cdot z} < [\sigma_u]$$

где $T_н = 46{,}7 Н \cdot м$ - номинальный крутящий момент на валу электродвигателя;

$k = 1{,}3$ - коэффициент режима работы;

$D_0 = 100 мм$ - диаметр окружности расположения пальцев;

$Z=6$ – число пальцев;

$d_0 = 16 мм$ - диаметр пальца;

$L_p = 40 мм$ - длина пальца

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot 1{,}3 \cdot 46700 \cdot 40}{0{,}1 \cdot 16^3 \cdot 100 \cdot 6} = 19{,}8 МПа$$

$\sigma_u = 19{,}8 МПа$, что меньше допускаемых напряжений $[\sigma_u] = 60...80 МПа$

Определим условие прочности втулки на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot k \cdot T_н}{D_0 \cdot z \cdot d_0 \cdot l_0} = \frac{2 \cdot 1{,}3 \cdot 46700}{100 \cdot 6 \cdot 16 \cdot 40} = 0{,}31 МПа < [\sigma_{см}],$$

где $l_0 = 40 мм$ - длина втулки

$\sigma_{см} = 0{,}31 МПа$, что меньше допускаемых напряжений на смятие резины $[\sigma_{см}] = 1{,}8...2 МПа$.

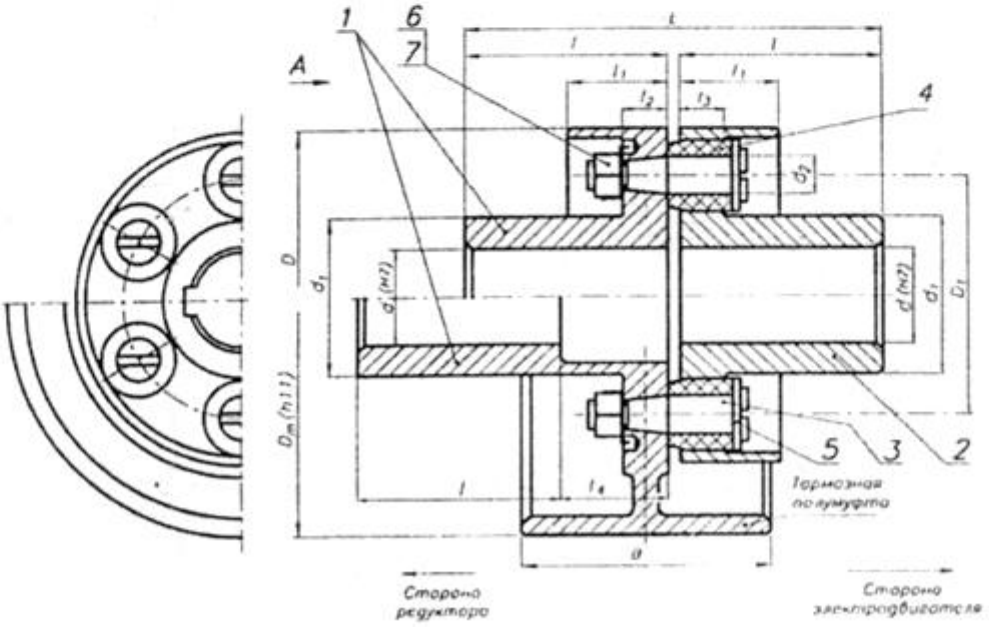


Рисунок 1 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

Задача 16

Расчет зубчатой муфты

Зубчатые муфты (рисунок 1) применяются для соединения валов, нагруженных большими крутящими моментами при различной комбинации радиальных, угловых и осевых смещений.

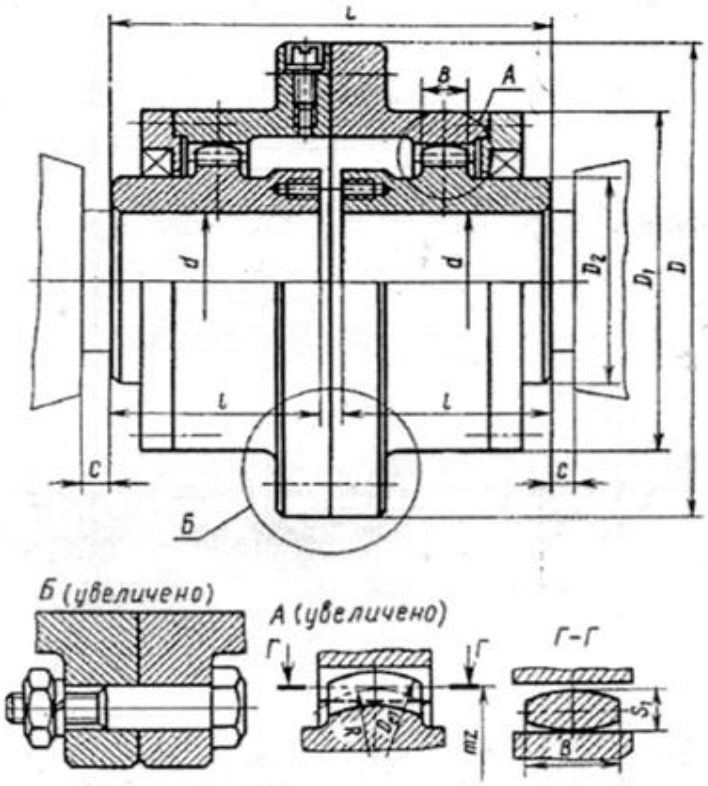


Рисунок 1 - Зубчатая компенсирующая муфта

Зубчатую муфту выбираем по ГОСТ 5006-94 по крутящему моменту на выходном валу коробки передач $T_н = 611,6 Н \cdot м$.

Принимаем муфту 1600-55-1 ГОСТ 5006-94.

Проверку муфты производим по напряжениям смятия рабочих поверхностей зубьев

$$\sigma_{см} = \frac{K \cdot T_н}{0.9 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot b},$$

где $K = 1,3$ - коэффициент режима работы для неравномерно нагруженных механизмов [2, с. 181]; $m = 2,5 мм$ - модуль зацепления; $z = 38$ - число зубьев; $b = 13 мм$ - длина зуба

$$\sigma_{см} = \frac{1,3 \cdot 611,6 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 2,5^2 \cdot 38^2 \cdot 13} = 7,5 МПа$$

$\sigma_{см} = 7,5 МПа$, что меньше предельно допустимых $[\sigma_{см}] = 16 МПа$.

Усилие на вал от муфты

$$F = 0,3\frac{2T}{D} = 0,3\frac{2 \cdot 611,6}{0,095} = 3863 Н.$$

Задача 17. Подобрать упругую втулочно-пальцевую муфту для соединения вала электродвигателя с валом редуктора, служащим для привода скребкового транспортера, при: а) $P=7{,}5$ кВт, $n=1440$ мин$^{-1}$; б) $P=17$ кВт, $n=970$ мин$^{-1}$.

Произвести проверочный расчет резиновых втулок муфты.

Решение. а) 1. Определяем номинальный момент, передаваемый муфтой:

$$T=9{,}55P/n=9{,}55\cdot 7{,}5\cdot 10^3/1440=49{,}8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. Вычисляем расчетный момент, принимая по табл. коэффициент режима работы $k_р=2{,}0$:

$$T_р=k_рT=2\cdot 49{,}8=99{,}6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

3. По табл. (ГОСТ 21424—75) выбираем муфту, для которой допускаемый расчетный момент $[T_р]=240$ Н·м. Муфту меньших размеров принять нельзя, так как диаметр вала электродвигателя $d=38$ мм, а предыдущая меньшая муфта предназначена для соединения валов диаметром 28 мм

Размеры выбранной муфты следующие : $D_1=95$ мм; $l_в=28$ мм; $d_п=14$ мм, число пальцев $z=6$.

4. Проверяем резиновые втулки на смятие поверхностей их соприкасания с пальцами:

$$\sigma_{см}=F_t/S_{см}=F_t/(d_п l_в)\leqslant[\sigma_{см}],$$

где F_t—окружная сила, передаваемая одним пальцем;

$$F_t=T_р/(0{,}5D_1z)=99{,}6/(0{,}5\cdot 95\cdot 10^{-3}\cdot 6)=350 \text{ Н};$$

$$\sigma_{см}=F_t/(d_п l_в)=350/(14\cdot 28\cdot 10^{-6})=0{,}895\cdot 10^6 \text{ Па}\ll[\sigma_{см}],$$

где допускаемое напряжение смятия резины $[\sigma_{см}]=2{,}0$ МПа.

Задача 18. Рассчитать дисковую фрикционную муфту для передачи энергии от электродвигателя к деревообрабатывающему станку, если: а) $P=7$ кВт, $n=500$ мин$^{-1}$; б) $P=10$ кВт, $n=1460$ мин$^{-1}$.

Материал рабочей поверхности фрикционного диска полумуфты: а) ферродо, б) металлокерамика.

Решение. а) 1. Фрикционная муфта работоспособна, если момент сил трения не меньше расчетного момента, т. е.

$$T_f=FD_{ср}/2=zfQD_{ср}/2\geqslant k_рT,$$

где z—число пар трущихся поверхностей; Q—сила прижатия дисков; $D_{ср}$—средний диаметр рабочей поверхности дисков.

Кроме того, должно выполняться условие износостойкости рабочих поверхностей, согласно которому расчетное давление $p=Q/S$ не должно превышать допускаемого $[p]$.

Для дисковой муфты при кольцевой рабочей поверхности получим

$$p=Q/S=Q/(\pi D_{ср}b)\leqslant[p],$$

где b—ширина кольцевой поверхности дисков.

2. Для определения $D_{ср}$ зададимся отношением $\psi=D_{ср}/b$, тогда из совместного решения условий работоспособности и износостойкости муфты получим

$$\frac{Q}{\pi D_{ср}b}=\frac{2k_рT}{\pi D_{ср}bzfD_{ср}}=\frac{2k_рT}{\pi D_{ср}^2(D_{ср}/\psi)zf}\leqslant[p],$$

откуда

$$D_{ср}\geqslant\sqrt{2\psi k_рT/(\pi zf[p])}.$$

Определяем средний диаметр рабочей поверхности дисков, принимая $\psi=5$ (обычно $\psi=4\ldots6$). По табл. принимаем $k_р=1{,}8$. Номинальный момент

$T = 9{,}55\,P/n = 9{,}55 \cdot 7 \cdot 10^3/500 = 134$ Н·м.

Итак, при $z=1$ (одна пара дисков): $f=0{,}32$ для прессованного материала на основе асбеста (ферродо) $[p]=0{,}25$ МПа получаем

$$D_{ср} \geqslant \sqrt[3]{\frac{2\psi k_p T}{\pi z f [p]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 5 \cdot 1{,}8 \cdot 134}{\pi \cdot 1 \cdot 0{,}32 \cdot 0{,}25 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{9{,}61 \cdot 10^{-3}} = 0{,}212 \text{ м}.$$

Принимаем $D_{ср}=215$ мм; при этом

$$b = D_{ср}/\psi = 215/5 = 43 \text{ мм}.$$

Определяем значение силы нажатия:

$$Q = 2k_p T/(zfD_{ср}) = 2 \cdot 1{,}8 \cdot 134/(1 \cdot 0{,}32 \cdot 215 \cdot 10^{-3}) = 7{,}02 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Такая сила нажатия очень велика. Для ее уменьшения следует увеличить число поверхностей трения (фрикционных дисков), т. е. применить многодисковую муфту. Если принять $z=6$, то

$$D_{ср} \geqslant \sqrt[3]{\frac{2\psi k_p T}{\pi z f [p]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 5 \cdot 1{,}8 \cdot 134}{\pi \cdot 6 \cdot 0{,}32 \cdot 0{,}25 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{1{,}6 \cdot 10^{-3}} = 0{,}117 \text{ м}.$$

Можно принять $D_{ср}=120$ мм и тогда

$$Q = 2k_p T/(zfD_{ср}) = 2 \cdot 1{,}8 \cdot 134/(6 \cdot 0{,}32 \cdot 120 \cdot 10^{-3}) = 2{,}09 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

что можно считать приемлемым.

При полученном $D_{ср}$

$$b = D_{ср}/\psi = 120/5 = 24 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр диска муфты

$$D_н = D_{ср} + b = 120 + 24 = 144 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр диска муфты

$$D_в = D_{ср} - b = 120 - 24 = 96 \text{ мм}.$$

Задача 19.

Подобрать по ГОСТу призматическую шпонку и проверить шпоночное соединение на прочность при условии, что диаметр вала d—32 мм, длина ступицы колеса L= 50 мм, передаваемый шпоночным соединением крутящий момент Т=200 Н·м, материал вала — сталь 45, материал ступицы колеса — 40Х.

Решение. Соответственно диаметру вала d=32 мм и длине ступицы колеса L= = 50 мм принимаем по призматическую шпонку 10Х8Х45. Примем для шпонки сталь 45.

Проверим соединение на смятие по формуле (8.1):

bCM=2T/(dlpK) =2·200/(0,032-0,45-0,0033) =78,5· 106 Па =

=78,5 МПа < [<bсм] = 150 МПа.

Проверим шпонку на срез по формуле (6.2): τс = 2Т/(dlpb) =2• 200/(0,03.0,045·0,01) = 29,6·106 Па=29,6 МПа < [τс] = 80 МПа.

Задача 20.

Подобрать по ГОСТу шлицевое соединение для блока шестерен и валика коробки скоростей токарного станка (рис. 1) и проверить его на прочность при следующих данных: передаваемый шлицевым соединением крутящий момент Т=120 Н·м, диаметр вала *D*= 30 мм, ширина блока 1=50 мм, материал вала — сталь 45, материал блока шестерен — сталь 40Х, шлицы термически обработанные, блок шестерен переключается не под нагрузкой.

Решение. В соответствии с данными условиями примера принимаем шлицевое прямобочное соединение 6Х26Х30 (СТ СЭВ 188—75) (центрирование по внутреннему диаметру *d)* легкой серии с числом шлицев z=6, внутренним диаметром d=26 мм и наружным диаметром *D*=30 мм.

Проверим выбранное соединение на смятие по формуле (6.5). Для этого, пользуясь, предварительно вычислим средний диаметр d_c шлицевого соединения и высоту *h* поверхности контакта шлицев: d_c = 0,5 *(D+d) = 0,5* (30 + 26) = 28 мм;

h= 0,5 *(D — d)* — 2f = 0,5 (30 — 26)—2·0,3= 1,4 мм.

Примем, что в передаче крутящего момента участвует 75% общего числа шлицев, т. е. ψ=0,75. После подстановки в формулу (6.5) числовых значений получим $<b_{CM} = 2T/(d_c hlz\ \psi) = 2 \cdot 120/(28 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}4 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 0{,}75) = 27{,}4 \cdot 10^6$ Па = 27,4 МПа < $[b_{см}]$=30 МПа.

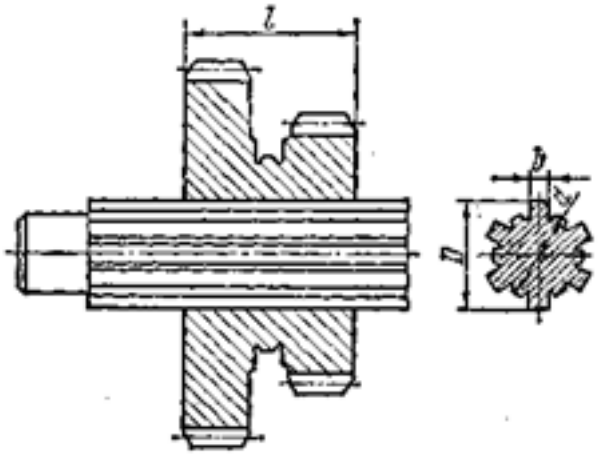


Рисунок 1

ЗАДАЧА 21.

Рассчитать стыковой шов соединяющий две полосы из: а) стали Ст2; б) стали 30. Толщина полос:
а) $s=8$ мм, б) $s=12$ мм. Сила, растягивающая соединение:
а) $Q=50$ кН; б) $Q=115$ кН. Сварка ручная электродом: а) Э34; б) Э50.

Решение. а) 1. Определяем допускаемое напряжение растяжения соединяемых полос. Принимая для стали Ст2 $\sigma_т=200$ МПа и $[n]=1,4$, получаем

$$[\sigma_р]=\sigma_т/[n]=200/1,4\approx140 \text{ МПа}.$$

2. С помощью табл. определяем допускаемое напряжение шва при растяжении (3-й вид технологического процесса):

$$[\sigma_р]_э=0,6\,[\sigma_р]=0,6\cdot140=84 \text{ МПа}.$$

3. Из уравнения прочности $\sigma_р=Q/(ls)\leqslant[\sigma_р]_э$ получаем

$$l\geqslant Q/(s\,[\sigma_р]_э)=50\cdot10^3/(8\cdot10^{-3}\cdot84\cdot10^6)=74,4\cdot10^{-3} \text{ м}.$$

ЗАДАЧА 22.

Рассчитать лобовой шов соединяющий два листа толщиной $s=8$ мм, из: а) стали Ст3, б) стали 30, если: а) $Q=100$ кН, б) $Q=120$ кН. Сварка ручная электродом Э42.

Решение. а) 1. Определяем допускаемое напряжение растяжения основного металла, принимая для стали Ст3 $\sigma_т=225$ МПа и $[n]=1,45$:

$$[\sigma_р]=\sigma_т/[n]=225/1,45=155 \text{ МПа}.$$

2. С помощью табл. вычисляем допускаемое напряжение шва при срезе (2-й технологический процесс):

$$[\tau_{ср}]_э=0,6\,[\sigma_р]=0,6\cdot155=93 \text{ МПа}.$$

3. Из уравнения прочности

$$\tau_{ср}=Q/(0,7kL)=Q/(0,7k\cdot2l)\leqslant[\tau_{ср}]_э,$$

принимая $k=s=8$ мм, получаем

$$l\geqslant Q/(1,4k\,[\tau_{ср}]_э)=100\cdot10^3/(1,4\cdot8\cdot10^{-3}\cdot9,3\cdot10^6)=95,9\cdot10^{-3} \text{ м}.$$

Учитывая возможность технологических дефектов сварки, принимаем $l=105$ мм.

ЗАДАЧА 23.

Рассчитать сварное нахлесточное соединение фланговыми швами полосы с косынкой из стали Ст3, если: а) $Q = 80$ кН, б) $b = 200$ мм; в) $Q = 100$ кН, $b = 300$ мм. Сварка произведена электродом Э42.

Решение. а) 1. Определяем допускаемое напряжение растяжения соединяемых деталей, принимая $\sigma_т = 225$ МПа и $[n] = 1{,}45$:

$$[\sigma_р] = \sigma_т/[n] = 225/1{,}45 = 155 \text{ МПа}.$$

2. С помощью табл. вычисляем допускаемое напряжение шва при срезе:

$$[\tau_{ср}]_э = 0{,}6\,[\sigma_р] = 0{,}6 \cdot 155 = 93 \text{ МПа}.$$

3. Из уравнения прочности при растяжении

$$\sigma_р = Q/S_р = Q/(bs) \leqslant [\sigma]_р$$

определяем толщину полосы:

$$s \geqslant Q/(b\,[\sigma_р]) = 80 \cdot 10^3/(200 \cdot 10^{-3} \cdot 155 \cdot 10^6) = 2{,}58 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

принимаем $s = 3$ мм.

4. Принимая катет шва $k = s = 3$ мм, из уравнения прочности

$$\tau_{ср} = Q/(0{,}7kL) = Q/(0{,}7k \cdot 2l) \leqslant [\tau_{ср}]_э$$

определяем требуемую длину шва:

$$l \geqslant Q/(1{,}4k\,[\tau_{ср}]_э) = 80 \cdot 10^3/(1{,}4 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 93 \cdot 10^6) = 0{,}205 \text{ м}.$$

Учитывая возможность технологических дефектов сварки, принимаем $l = 215$ мм.

Задача 24.

Определить длину фланговых швов, обеспечивающих прочность соединения равнополочного (равнобокого) уголка и косынки (см. рис. 1), если размеры поперечного сечения уголка (его профиль): а) 70×70×6, б) 50×50×4; материал — сталь Ст3. Сварка ручная электродом Э42.

Решение. а) 1. По таблице справочника (СТ СЭВ 104—74) для равнополочного уголка профиля 70×70×6 принимаем $b = 70$ мм, $t = 6$ мм, $S_{\llcorner} = 813$ мм², $C_x = 19{,}3$ мм.

2. Вычисляем допускаемое напряжение при растяжении основного материала, принимая $\sigma_т = 225$ МПа для стали Ст3 и $[n] = 1{,}45$:

$$[\sigma_р] = \sigma_т/[n] = 225/1{,}45 = 155 \text{ МПа}.$$

3. Исходя из уравнения прочности уголка на растяжение $\sigma_р = Q/S_{\llcorner} \leqslant [\sigma_р]$, определяем допускаемое значение растягивающей силы:

$$[Q] = [\sigma_р]\,S_{\llcorner} = 155 \cdot 813 = 126 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

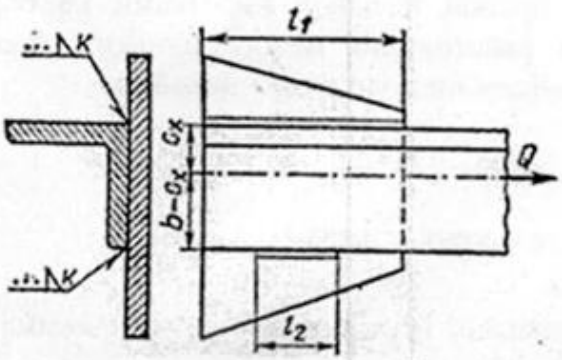


Рисунок 1

По этой силе ведем расчет шва, т. е. обеспечим равнопрочность уголка на растяжение и шва на срез.

4. С помощью табл. вычисляем допускаемое напряжение шва при срезе:

$$[\tau_{ср}]_э = 0{,}6\,[\sigma_р] = 0{,}6 \cdot 155 = 93 \text{ МПа}.$$

5. Из уравнения прочности швов

$$\tau_{ср} = Q/(0{,}7kL) \leqslant [\tau_{ср}]_э$$

определяем их суммарную длину, принимая $k = t = 6$ мм:

$$L \geqslant Q/(0{,}7k\,[\tau_{ср}]_э) = 126 \cdot 10^3/(0{,}7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 93 \cdot 10^6) = 0{,}32 \text{ м}.$$

6. По формулам (237) при $b = 70$ мм и $C_x = 19{,}3$ мм определяем l_1 и l_2:

$$l_1 = L\,(b - C_x)/b = 320\,(70 - 19{,}3)/70 = 231 \text{ мм},$$
$$l_2 = LC_x/b = 320 \cdot 19{,}3/70 = 89 \text{ мм}.$$

Учитывая возможность технологических дефектов сварки, окончательно принимаем $l_1 = 240$ мм, $l_2 = 100$ мм.

соединений. Допускаемое напряжение на срез можно принимать для паяных швов из оловянно-свинцовых припоев $[\tau'_с] = 20 \ldots 30$ МПа, из медноцинковых припоев $[\tau'_с] = 175 \ldots 230$ МПа.

3. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ

3.1 Средства диагностики результатов учебной деятельности

Оценка уровня знаний производится по десятибалльной шкале в соответствии с критериями, утвержденными Министерством образования Республики Беларусь.

Для оценки достижений студента рекомендуется использовать следующий диагностический инструментарий:

- защита выполненных на лабораторных занятиях индивидуальных заданий;
- сдача экзамена.

3.2 Контрольные вопросы к каждой лабораторной работе [4].

3.3 Вопросы к экзамену

1. Определение понятий: деталь, сборочная единица.
2. Параметры и разновидности циклов нагрузки.
3. Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин.
4. Основные направления в развитии конструкций машин.
5. Механические передачи: назначение, классификация.
6. Фрикционные передачи и вариаторы: общие понятия, преимущества, недостатки, упругое и геометрическое скольжение.
7. Расчет фрикционных передач на прочность: катки цилиндрические гладкие.
8. Расчет фрикционной передачи с коническими катками.
9. Ременные передачи: область применения, классификация, преимущества, недостатки.
10. Допускаемые напряжения при проверке прочности зубьев по кратковременным перегрузкам.
11. Геометрические и кинематические параметры клиноременной передачи и их расчет.
12. Допускаемые полезные напряжения в ремне.
13. Усилия, действующие в решенной передачи.
14. Определение напряжения в ремне. Силы, действующие на валы ременной передачи.
15. Напряжения в ремне ременной передачи.
16. Упругое скольжение и буксование ременных передач.
17. Зубчатые передачи: назначение, классификация, преимущества, недостатки .
18. Геометрия цилиндрических зубчатых передач.
19. Виды разрушения зубьев. Эвольвента и ее свойства.
20. Расчет допускаемых контактных напряжений при расчете на усталость.
21. Точность изготовления зубчатых колес. КПД зубчатых передач.
22. Усилия в зацеплении прямозубых и косозубых цилиндрических передач .
23. Расчет зубьев прямозубых, косозубых цилиндрических передач по изгибным напряжениям.
24. Усилия в зацеплении прямозубых и косозубых цилиндрических передач.
25. Расчетные зависимости для проектного расчета цилиндрической передачи
26. Основные геометрические параметры конических зубчатых передач.
27. Расчет зубьев прямозубых конических передач по контактным напряжениям.
28. Усилия в зацеплении прямозубых конических передач.
29. Расчет зубьев прямозубых конических передач по изгибным напряжениям.
30. Допускаемые напряжения при проверке прочности зубьев по кратковременным перегрузкам.
31. Допускаемые контактные и изгибные напряжения при расчете на выносливость цилиндрических зубчатых передач.
32. Силы в коническом зацеплении.

33. Кинематика и геометрия червячных передач.
34. Червячные передачи. Область применения. Классификация, преимущества, недостатки.
35. Геометрия и кинематика червячных передач. Допускаемые напряжения
36. Расчет зубьев червячного колеса по контактным напряжениям.
37. Червячная передача: усилия в передачи, тепловой расчет.
38. Цепные передачи. Классификация приводных цепей. Преимущества и недостатки.
39. Расчет шага цепи. Расчет числа звеньев цепи.
40. Усилия, действующие в цепной передаче.
41. Планетарные передачи: конструктивные схемы, преимущества. Недостатки.
42. Подбор числа зубьев колес планетарной передачи.
43. Кинематика дифференциалов.
44. Расчет на прочность зубчатых колес планетарных передач.
45. Проверочный расчет валов.
46. Расчет валов на усталостную прочность.
47. Подшипники качения: классификация, рекомендации по их выбору.
48. Определение нагрузок на радиально-упорные подшипники.
49. Расчет (выбор) подшипников качения.
50. Предварительный и проектный расчет валов.
51. Подшипники качения: классификация, главные и специальные параметры
52. Расчет валов на жесткость.

3.4 Перечень тем курсовых проектов по учебной дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

1. Привод конвейера, включающий клиноременную передачу, двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью.
2. Привод конвейера, включающий двухступенчатый рядный цилиндрический редуктор, зубчатоременную и цепную передачи.
3. Привод конвейера, включающий двухступенчатый цилиндрический редуктор с косозубыми колесами, клиноременную и цепную передачи.
4. Привод конвейера, включающий двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор и цепную передачу.
5. Привод конвейера, включающий двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор, клиноременную и цепную передачи.
6. Привод конвейера, включающий двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной тихоходной ступенью и цепную передачу.
7. Привод конвейера, включающий клиноременную передачу и редуктор цилиндрический двухступенчатый с раздвоенной тихоходной ступенью.
8. Привод ленточного конвейера, включающий, трехступенчатый коническо-цилиндрический редуктор и цепную передачу.
9. Привод ленточного конвейера, включающий двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор, цепную и клиноременную передачу.

10. Привод ленточного конвейера, включающий Клиноременную передачу и планетарный редуктор 2k-h с цилиндрическими колесами.
11. Привод ленточного конвейера, включающий клиноременную передачу и цилиндро-червячный редуктор с нижним расположением червяка.
12. Привод ленточного конвейера, включающий клиноременную передачу и цилиндро-червячный редуктор с верхним расположением червяка.
13. Привод ленточного конвейера, включающий клиноременную передачу и двухвальную, двухступенчатую коробу передач.
14. Привод ленточного конвейера, включающий клиноременную передачу и трехвальную двухступенчатую коробку передач.
15. Привод ленточного конвейера, включающий двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор и цепную передачу.
16. Привод ленточного конвейера, включающий двухступенчатый цилиндрический соосный вертикальный редуктор и цепную переду.
17. Привод ленточного конвейера, включающий двухступенчатый, рядный вертикальный редуктор и цепную передачу.
18. Привод ленточного конвейера, включающий двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор и клиноременную передачу.

4. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

4.1 Учебная программа

Основными задачами преподавания учебной дисциплины являются:

- изучение взаимодействия деталей и физических процессов, сопутствующих их работе, с учетом сопротивления воздействию эксплуатационных факторов, видов и характера разрушения деталей и определение критериев их работоспособности и расчета;

– изучение инженерных методов расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;

– усвоение навыков конструирования деталей и узлов машин как основы для последующего изучения дисциплин специального цикла;

Изучение дисциплины «Детали машин и основы конструирования» основывается на знаниях, полученных студентами при изучении разделов дисциплин:

– инженерной графики: начертательной геометрии – образование чертежа по методу проецирования; преобразование чертежа; геометрические поверхности и их пересечение и др.; проекционное черчение – правила выполнения и оформления чертежей в соответствии с действующими стандартами ЕСКД; машиностроительное черчение – правила выполнения машиностроительные чертежей и схем на основе первичных знаний по формообразованию деталей и т.п.

– теоретической механики: статики – условие равновесия тел, связи и их реакции, силы сопротивления скольжению и качению тел; кинематики –

простейшее движение твердого тела, относительное и переносное движения, их скорость, сложение скоростей; динамики – дифференциальное уравнение движения материальной точки, массово-геометрические характеристики механических систем, работа и мощность, работа силы тяжести и силы упругости, мощность сил трения, потенциальная энергия, вопросы теории колебаний и др;

– высшей математики – величина и функции, производные, дифференциалы, исследования изменения функций, функция нескольких переменных, экстремум, неопределенный и определенный интеграл, дифференциальное уравнение, системы уравнений, теория матриц, ряды, элементы теории вероятности и др.;

– теории механизмов и машин – структура механизмов, структурный анализ, приведение сил масс, дифференциальные уравнения движения механизмов, принцип Даламбера;

– сопротивления материалов – растяжения и сжатия, сдвиг к кручение, изгиб, продольный изгиб, расчет по допускаемым напряжения и предельным состояниям, проверка прочности материалов при различных напряженных состояниях.

В результате изучения учебной дисциплины «Детали машин и основы конструирования » студент должен:

знать:

- конструкции деталей и сборочных единиц, материалы и способы изготовления деталей машин общего назначения;
- взаимодействие деталей при их работе в узлах машин; виды и характер разрушения деталей; определение критериев их работоспособности и расчета;
- инженерные методы расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;
- методы автоматизированного проектирования и конструирования с помощью машинной графики;

уметь:

- выполнять инженерные расчеты деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность и долговечность;
- конструировать детали, узлы и приводы общемашиностроительного назначения;
- выполнять конструкторскую разработку деталей, узлов и приводов с применением норм проектирования, типовых проектов, стандартов и других нормативных документов;

владеть:

- методами обоснования конструкций узлов и деталей машин.

Освоение данной учебной дисциплины обеспечивает формирование следующих компетенций:

АК-1. Уметь применять базовые научно-теоретические знания для решения теоретических и практических задач.

АК-2. Владеть системным и сравнительным анализом.

АК-3. Владеть исследовательскими навыками.

АК-4. Уметь работать самостоятельно.

АК-5. Быть способным порождать новые идеи (креативность).

АК-6. Владеть междисциплинарным подходом при решении проблем.

АК-7. Иметь навыки, связанные с использованием технических устройств, управлением информацией и работой с компьютером.

СЛК-5. Быть способным к критике и самокритике (критическое мышление).

СЛК-6. Уметь работать в команде.

СЛК-7. Самостоятельно приобретать и использовать в практической деятельности новые знания и умения, в том числе в новых областях знаний, непосредственно не связанных со сферой деятельности.

ПК-8. Владеть методами расчета энергетических, кинематических, динамических и силовых параметров ПТМ и СДМ и их проектирования.

ПК-15. В составе группы специалистов по проектированию ПТМ и СДМ, лифтов и подъемников или самостоятельно разрабатывать перспективный план развития отдельных машин, выполнять технико-экономическое обоснование структурной единицы машины или машины в целом.

ПК-16. Рассчитывать и проектировать ПТМ и СДМ, лифты и подъемники общего и специального назначения, работающих в условиях динамического нагружения в повторно-кратковременном режиме.

СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

Раздел I. ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Тема 1. Общие сведения по расчету и конструированию деталей машин

Виды нагрузок, действующих на детали машин, и их характеристики.

Тема 2. Основные критерии работоспособности

Причины выхода из строя деталей машин и основные критерии их работоспособности и расчета: прочность, износостойкость, теплостойкость, жесткость, вибростойкость, надежность. Основные понятия и термины.

Раздел 2. ПЕРЕДАЧИ

Тема 3. Общие сведения

Принцип работы и классификация механических передач. Передачи трением и зацеплением.

Тема 4. Фрикционные передачи и вариаторы

Принцип работы и область применения. Геометрическое и упругое скольжение. Кинематика передач с постоянным передаточным числом.

Расчеты на прочность передач с цилиндрическими и коническими роликами. Силы в передачах коническими и цилиндрическими роликами.

Вариаторы.

Тема 5. Ременные передачи

Разновидности ременных передач. Преимущества и недостатки ременных передач. Геометрия и кинематика ременных передач. Упругое скольжение и буксование. Усилия и напряжения в ремне. Допускаемые полезные напряжения. Методика проектировочного расчета плоскоременной передачи. Силы, действующие на валы от ременной передачи. Клиноременные передачи. Расчет клиноременной передачи по ГОСТ 12841.1-89 и 1284.2-89.

Расчет зубчато-ременных передач.

Тема 6. Зубчатые передачи

Разновидности зубчатых передач. Преимущества и недостатки зубчатых передач.

Тема 7. Классификация зубчатых передач

Классификация зубчатых колес, зубчатых передач, зубчатых механизмов.

Виды разрушения зубьев и критерии их работоспособности.

Тема 8. Геометрия цилиндрических зубчатых передач

Угол зацепления, межосевое расстояние, диаметры (делительный, начальный, вершин зубьев, впадин зубьев) в зубчатом колесе.

Эвольвента и ее свойства. Точность изготовления зубчатых колес. КПД зубчатых передач. Материалы и термообработка зубчатых колес. Охлаждение и смазывание зубчатых передач.

Тема 9. Допускаемые напряжения при расчете на усталость

Допускаемые напряжения при расчете на усталость контактных поверхностей зубьев, на усталость по изгибным напряжениям и при проверке прочности по кратковременным перегрузкам.

Тема 10. Проверочный и проектировочный расчеты цилиндрических передач

Проверочный (по ГОСТ 21354-87) и проектировочный расчеты цилиндрических передач по контактным напряжениям. Расчетные зависимости. Выбор модуля и числа зубьев. Проверочный (по ГОСТ 21354-87) и проектировочный расчеты цилиндрических передач на усталость зубьев по напряжениям изгиба. Расчетные зависимости. Определение сил в прямозубой, косозубой передачах.

Коэффициент формы зуба, как коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений комплексно.

Цилиндрические передачи с внешним зацеплением Новикова. Планетарные передачи. Волновые передачи.

Тема 11. Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые передачи с прямыми и круговыми зубьями. Особенности. Геометрия конических колес с прямыми и круговыми зубьями (ГОСТ 19624-74, 19326-73).

Силы в коническом зацеплении. Проектировочный и проверочный расчеты прямозубых и непрямозубых конических передач на контактную выносливость активных поверхностей зубьев. Расчетные зависимости. Проверочный и проектировочный расчеты конических прямозубых и непрямозубых передач, передач на выносливость по напряжениям изгиба. Расчетные зависимости.

Тема 12. Червячные передачи

Зубчатые передачи между валами с перекрещивающимися осями. Червячные передачи. Классификация. Кинематика и геометрия червячных передач. Основные параметры (ГОСТ 2144-46). Скольжение в зацеплении. КПД передачи. Силы в зацеплении.

Расчет на контактную прочность. Расчет на прочность по напряжениям изгиба. Материалы червяков и их термообработка. Материалы венцов червячных колес. Допускаемые напряжения. Тепловой расчет. Охлаждение и смазывание. Винтовые зубчатые передачи. Глобоидные передачи. Гипоидные передачи.

Тема 13. Цепные передачи

Классификация цепей (ГОСТ 13568-97). Область применения. Основные характеристики. Кинематика цепных передач. Выбор чисел зубьев звездочек, межосевого расстояния, длины цепей. Силы в цепной передаче. Нагрузка на валы.

Критерии работоспособности цепных передач. Подбор цепей с учетом характера нагрузки, расположения, межосевого расстояния, способа регулировки натяжения цепи, смазывания и защиты от загрязнения.

Раздел 3. ВАЛЫ И ОСИ

Тема 14. Классификация

Классификация. Критерии работоспособности и расчета (усталостная и статическая прочность, изгибная и крутильная жесткость, вибростойкость).

Тема 15. Разработка расчетных схем

Разработка расчетных схем. Расчет на статическую прочность. Расчет на усталостную прочность. Влияние на усталостную прочность концентрации напряжений, размеров, состояния поверхности. Расчет валов на жесткость, колебания валов и осей, выбор расчетных условий, методика расчета.

Раздел 4. ПОДШИПНИКИ

Тема 16. Подшипники скольжения

Область применения. Конструкции подшипников скольжения (ГОСТ 24832-81, 1978-81. Втулки: ГОСТ 11521-82, 25106-82). Материалы вкладышей. Смазочные материалы. Трение, изнашивание. Критерии работоспособности и расчета. Условный расчет подшипников скольжения.

Тема 17. Подшипники качения

Классификация. Конструкции. Критерии работоспособности. Кинематика и динамика подшипников. Подбор подшипников по статической и динамической грузоподъемности (ГОСТ 18854-82 и 18855-82). Определение нагрузок на радиально-упорные подшипники. Смазывание подшипников. Методика подбора радиально-упорных подшипников

Раздел 5. МУФТЫ

Тема 18. Область применения. Классификация

Область применения. Классификация. Глухие муфты: втулочные (ГОСТ 24246-80), фланцевые (ГОСТ 20761-96). Зубчатые муфты (ГОСТ 5006).

Тема 19. Упругие муфты

Упругие муфты: муфта упругая втулочно-пальцевая (ГОСТ 21424-93), муфта со звездочкой (ГОСТ 14084-93). Подбор муфт. Сцепные управляемые муфты.

Тема 20. Кулачковые муфты

Конструирование и проверочные расчеты на износостойкость и прочность кулачковых муфт. Фрикционные муфты. Допускаемый крутящий момент, который может передавать фрикционная муфта.

Тема 21. Предохранительные муфты

Предохранительные муфты со срезанными штифтами. Передаваемый крутящий момент. Кулачковые (ГОСТ 15620-93) и фрикционные (ГОСТ 15622-96) предохранительные муфты, шарнирные муфты.

Раздел 6. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Тема 22. Шпоночные соединения

Область применения. Основные типы шпонок: призматические, сегментные, клиновые. Расчет напряженных и ненапряженных шпоночных соединений.

Тема 23. Шлицевые соединения

Способы центрирования прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений. Треугольные шлицы. Профильные соединения. Расчет шлицевых соединений на смятие и изнашивание.

Раздел 7. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Тема 24. Основные определения. Основные параметры

Резьбовые соединения. Основные определения. Основные параметры резьб. Классификация. Распределение осевой силы винта по виткам резьбы по Н.Е. Жуковскому. Расчет элементов резьбы на прочность. Связь между осевой силой на винте и моментом завинчивания.

Тема 25. Момент трения на опорном торце гайки

Момент трения на опорном торце гайки, головке винта и др. КПД винтовой пары. Самоторможение резьбы. Расчет на статическую прочность винта, нагруженного только осевой силой. Расчет винта, нагруженного моментом и осевой силой затяжки.

Тема 26. Расчет резьбовых соединений, включающих группу болтов

Расчет резьбовых соединений, включающих группу болтов. Соединение нагружено силой, моментом действующим в плоскости стыка. Разгрузка винтов от сдвигающих сил. Соединение нагружено силами, равнодействующая которых перпендикулярна плоскости стыка и проходит через центр тяжести.
Соединение нагружено силами, разрывающими стык деталей. Расчет резьбовых соединений, подтвержденных переменным нагрузкам.

Раздел 8. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Тема 27. Основные типы сварных соединений

Основные типы сварных соединений дуговой электросваркой: соединения встык, внахлестку, в тавр, угловые. Расчет соединений в встык, нагруженных постоянными силами и моментами.

Тема 28. Расчет соединений в нахлестку

Расчет соединений в нахлестку, нагруженных постоянными силами и моментами. Расчет соединений в тавр. Допускаемые напряжения и запасы прочности. Расчет на прочность при переменных нагрузках.

Раздел 9. СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ С НАТЯГОМ

Тема 29. Основные типы

Общие сведения, область применения. Расчет соединений, нагруженных осевой силой, крутящим моментом, изгибающим моментом.

Тема 30. Расчет потребного натяга

Расчет потребного натяга. Прочность сопрягаемых деталей.

Раздел 10. СМАЗОЧНЫЕ И УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Тема 31. Смазочные материалы

Конструкционные и технологические смазочные материалы. Эксплуатационные свойства масел. Выбор вязкости масла.

Тема 32. Смазочные и уплотнительные устройства

Способы смазки трущихся поверхностей. Конструкции смазочных устройств. Конструкции уплотняющих устройств.

Раздел 11. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

Конструкции корпусных деталей редукторов, коробок перемены передач. Расчет геометрических параметров основных элементов корпусов.

Раздел 12. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Тема 33. Общие сведения

Витые винтовые пружины, их конструкции. Материал пружин, параметры цилиндрических винтовых пружин и их расчет.

Тема 34. Плоские пружины и рессоры

Тарельчатые и кольцевые пружины, их применение, основы расчета.

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
очная форма получения высшего образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов					Количество часов УСР	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Семинарские занятия	Лабораторные занятия	Иное		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
	3 семестр							
1	Основы расчета и конструирования деталей машин							
1.1.	Общие сведения по расчету и конструированию деталей машин	2	2					
1.2.	Основные критерии работоспособности	2			4			Защита лабораторной работы
2	Передачи							
2.1.	Общие сведения	0,5			2			Защита лабораторной работы
2.2.	Фрикционные передачи и вариаторы	1,5	4					
2.3.	Ременные передачи	4	4					
2.4.	Зубчатые передачи				2			
2.4.1.	Классификация зубчатых передач	1			4			Защита лабораторной работы
2.4.2.	Геометрия цилиндрических зубчатых передач	1						
2.4.3.	Допускаемые напряжения при расчете на усталость	2	2					

2.4.4.	Проверочный (по ГОСТ 21354-87) и проектировочный расчеты цилиндрических передач. Планетарные передачи	4	4		4			Защита лабораторной работы
2.4.5.	Конические зубчатые передачи	4	4					
2.4.6.	Червячные передачи	4	4		2			Защита лабораторной работы
2.5.	Цепные передачи	2	2					
3	Валы и оси							
3.1.	Классификация	1	2					
3.2.	Разработка расчетных схем	2	2					
4	Подшипники							
4.1.	Подшипники скольжения	1	2					
4.2.	Подшипники качения	2	2					
	Итого за семестр	34	34		18			экзамен
	4 семестр							
5	Муфты							
5.1.	Область применения. Классификация	2						
5.2.	Упругие муфты	2	4					
5.3.	Кулачковые муфты	2	4					
5.4.	Предохранительные муфты	2	2					
6	Шпоночные и шлицевые соединения							
6.1.	Шпоночные соединения	2	2					
6.2.	Шлицевые соединения	2	2					
7	Резьбовые соединения							
7.1.	Основные определения. Основные параметры	2						
7.2.	Момент трения на опорном торце гайки	2	4					

7.3.	Расчет резьбовых соединений, включающих группу болтов	4	6					
8	Сварные соединения							
8.1.	Основные типы сварных соединений.	2	6					
8.2.	Расчет соединений в нахлестку, нагруженных постоянными силами и моментами	2	6					
9	Соединение деталей с натягом							
9.1.	Основные типы	1	4					
9.2.	Расчет потребного натяга	1	4					
10	Смазочные и уплотнительные устройства							
10.1.	Смазочные материалы	1						
10.2.	Смазочные и уплотнительные устройства	1	2					
11	Корпусные детали	2						
12	Упругие элементы		4					
12.1.	Общие сведения	1						
12.2.	Плоские пружины и рессоры	1						
12.3.	Курсовой проект		16					Защита курсового проекта
	Итого за семестр	34	66					экзамен
	Всего аудиторных часов	186						

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА
заочная форма получения высшего образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы.	Количество аудиторных часов						Количество часов УСР	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Семинарские занятия	Лабораторные занятия	Курсовое проектирование	Иное		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	2 семестр								
1	Установочная лекция	2							
	3 семестр								
1	Основы расчета и конструирования деталей машин	1			2				Защита лабораторных работ
2	Передачи	2	4		4				Защита лабораторных работ
3	Валы и оси	1	2						Контрольная работа
4	Подшипники	1	2						
5	Муфты	1	2						
6	Шпоночные и шлицевые соединения	1	2						
7	Резьбовые соединения	2	2						
8	Сварные соединений	1	2						
9	Соединения деталей с натягом	1	2						
10	Смазочные и уплотнительные устройства	1							
	Установочные лекции	2							

	Итого за семестр	16	18		6				экзамен
	4 семестр								
	Курсовой проект		6						Защита курсо-вого проекта
	Всего аудиторных часов	46							

ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

Целью курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» является приобретение студентами навыков проектирования приводов, применяемых в транспортирующих машинах, грузоподъемных машинах и др., изучение методов расчета передач, валов, подшипников, различных соединений деталей, определенных нормативными документами на проектирование.

В проекте разрабатываются сборочные чертежи привода и основного механизма – 2-х, 3-х ступенчатого зубчаточервячного редуктора, коробки передач.

Объем графической части проекта – 4 листа формата А 1, объем расчетно-пояснительной записки – 35-40 страниц формата А 4.

На выполнение курсового проекта выделяется до 60 часов. Оформление графической части проекта и текстового материала должно соответствовать требованиям ЕСКД, а выполнение расчетов – требованиям нормативных документов на проектирование.

4.2 Список рекомендуемой литературы

Список литературы

Основная литература

1. Кудрявцев, В.Н. Детали машин / В.Н. Кудрявцев. – Л.Машиностроение, 1980. – 464 с.
2. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.Высшая школа, 1991.
3. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.Машиностроение, 1974.
4. Скойбеда А.Т. Детали машин и основы конструирования /А.Т.Скойбеда А.В.Кузьмин, Н.Н. Макейчик , под редакцией А.Т.Скойбеды- Мн: Вышэйшая школа ,2006.-560с.:ил.

Дополнительная литература

5. Гузенков, П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М.Высшая школа, 2012. – 352 с.
6. Курсовое проектирование деталей машин. 4.1,2: Справочное пособие (Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. и др.). – Мн.Вышэйшая школа, 1982.
7. Курсовое проектирование деталей машин. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А. и др. – Л.Машиностроение, 1984. – 400 с.
8. Курмаз, Л.В. Детали машин, проектирование / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн. УП «Технопринт», 2001.
9. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3 т. – М.Машиностроение, 2001.
10. Детали машин. Учебник для вузов / Л.А. Андриенко ,Б.А.Байков , И.К. Ганулич и др. ; под ред. О.А. Ряховского . -М.: МВТУ им.Баумана, 2007.