

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ**

**ГОУ ВПО ЛНР «ЛУГАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ТАРАСА ШЕВЧЕНКО»**

А.В. Калайдо,
Е.Я. Сердюкова

ДЕТАЛИ МАШИН
Самостоятельная работа

Учебно-методическое пособие

для студентов очной и заочной форм обучения по направлению
подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение.
Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта»

УДК 531(075.8)
ББК 22. 21 я73
К59

Рецензенты:

- Шевченко С.В.** – заведующий кафедрой «Машиноведение» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», кандидат технических наук, доцент;
- Старченко В.Н.** – профессор кафедры технологий производства и профессионального образования ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко», доктор технических наук, профессор;
- Сильчева А.Г.** – и.о. заведующего кафедрой физики и нанотехнологий ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко», кандидат физико-математических наук, доцент.

Калайдо А.В., Сердюкова Е.Я.

К59 **Детали машин. Самостоятельная работа** : учебно-методическое пособие / А.В. Калайдо, Е.Я. Сердюкова; ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко». – Луганск : Книта, 2020. – 112 с.

Учебно-методическое пособие «Детали машин. Самостоятельная работа» включает 15 разделов, предусмотренных рабочей программой дисциплины. Каждый раздел содержит краткие теоретические сведения, подробный пример выполнения типового задания и индивидуальные задания к самостоятельной работе на 20 вариантов.

Настоящее учебно-методическое пособие предназначено для студентов 2–3 курсов очной и заочной форм обучения направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта», оно также может быть использовано студентами других направлений подготовки при изучении данной дисциплины и комплексных дисциплин «Механика» и «Прикладная механика».

УДК 531(075.8)
ББК 22. 21 я73

Рекомендовано Учебно-методическим советом Луганского национального университета имени Тараса Шевченко в качестве учебно-методического пособия для студентов очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта» (протокол № 9 от 26 мая 2020 г.)

© Калайдо А.В., Сердюкова Е.Я., 2020
© ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко», 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

Список основных обозначений	5
Введение	6
РАЗДЕЛ 1. НАДЕЖНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	9
1.1 Теоретические сведения	9
1.2 Пример расчета надежности механической системы	11
1.3 Задание 1 к самостоятельной работе	12
РАЗДЕЛ 2. НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	14
2.1 Теоретические сведения	14
2.2 Пример расчета заклепочного соединения	15
2.3 Задание 2 к самостоятельной работе	17
РАЗДЕЛ 3. РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. РЕЗЬБЫ	18
3.1 Теоретические сведения	18
3.2 Пример расчета болтового соединения	22
3.3 Задание 3 к самостоятельной работе	24
РАЗДЕЛ 4. ШПОНОЧНЫЕ РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	25
4.1 Теоретические сведения	25
4.2 Пример расчета шпоночного соединения	27
4.3 Задание 4 к самостоятельной работе	28
РАЗДЕЛ 5. СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ	29
5.1 Теоретические сведения	29
5.2 Пример расчета прессового соединения	30
5.3 Задание 5 к самостоятельной работе	32
РАЗДЕЛ 6. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	33
6.1 Теоретические сведения	33
6.2 Пример расчета цепной передачи	34
6.3 Задание 6 к самостоятельной работе	37
РАЗДЕЛ 7. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	38
7.1 Теоретические сведения	38
7.2 Пример расчета ременной передачи	40
7.3 Задание 7 к самостоятельной работе	43
РАЗДЕЛ 8. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	45
8.1 Теоретические сведения	45
8.2 Пример расчета фрикционной передачи	46
8.3 Задание 8 к самостоятельной работе	49
РАЗДЕЛ 9. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	50
9.1 Теоретические сведения	50
9.2 Пример расчета цилиндрической передачи	51
9.3 Задание 9 к самостоятельной работе	56
РАЗДЕЛ 10. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	57
10.1 Теоретические сведения	57
10.2 Пример расчета конической передачи	58
10.3 Задание 10 к самостоятельной работе	63

РАЗДЕЛ 11. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	64
11.1 Теоретические сведения	64
11.2 Пример расчета червячной передачи	65
11.3 Задание 11 к самостоятельной работе	70
РАЗДЕЛ 12. ВАЛЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ	71
12.1 Теоретические сведения о валах	71
12.2 Методика расчета валов	72
12.3 Пример расчета вала механической передачи	77
12.4 Задание 12 к самостоятельной работе	83
РАЗДЕЛ 13. МУФТЫ	84
13.1 Теоретические сведения	84
13.2 Пример выбора муфты	87
13.3 Задание 13 к самостоятельной работе	90
РАЗДЕЛ 14. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРНЫХ ПРИВОДОВ	91
14.1 Теоретические сведения	91
14.2 Пример расчета редукторного привода	93
14.3 Задание 14 к самостоятельной работе	98
РАЗДЕЛ 15. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ РЕДУКТОРОВ	100
15.1 Теоретические сведения	100
15.2 Пример расчета корпуса редуктора	102
15.3 Задание 15 к самостоятельной работе	103
Методические рекомендации к выполнению индивидуальной контрольной работы	104
Темы для конспектирования и разработки мультимедийных презентаций	106
Вопросы для подготовки к экзамену по учебной дисциплине «Детали машин»	107
Заключение	109
Список использованной и рекомендованной литературы	110
Приложение	111

СПИСОК ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

$A, A_{см}, A_{ср}$ – площадь, площадь смятия, площадь среза, мм²;
 a – межосевое расстояние, мм;
 B, b – ширина, мм;
 $d (d_a, d_f), D$ – диаметр (вершин, впадин), наружный диаметр, мм;
 E – модуль упругости 1 рода (модуль Юнга), МПа;
 $F (F_t, F_r, F_a)$ – сила (окружная, радиальная, осевая), Н;
 HB – твердость материала в единицах Бринелля;
 HRC – твердость материала в единицах Роквелла;
 f – коэффициент трения пары материалов деталей;
 H, h – высота, мм;
 L, l – длина, мм;
 M – изгибающий момент, Н·м;
 m – модуль зацепления в нормальном сечении, мм;
 N – мощность, кВт;
 n – частота вращения, об/мин;
 Z, z – число зубьев;
 $P(t)$ – вероятность безотказной работы в течение заданного периода времени;
 p, p_h – шаг и ход резьбы, мм;
 q – коэффициент диаметра червяка;
 R_e, R_m – конусные расстояния, мм;
 R_i – реакции в опорах валов, Н;
 r – литейные радиусы корпусных деталей, мм;
 s – коэффициент запаса прочности;
 T – вращающий (крутящий) момент, Н·м;
 t – шаг цепи, мм и время, с;
 u – передаточное отношение (число) передачи или механизма;
 Y – коэффициент перекрытия;
 Z, z – число зубьев, заклепок, болтов и т.д.;
 α – стандартный угол и угол обхвата шкива ремнем, °;
 β – угол наклона линии зубьев, °;
 γ – делительный угол подъема витков червяка, °;
 δ – толщина, мм и делительный конус конического колеса, °;
 Δ_{min} – минимальный требуемый натяг, мм;
 η – коэффициент полезного действия машины или ее элемента;
 λ – интенсивность отказа элемента или системы;
 σ – нормальное напряжение, МПа;
 τ – касательное напряжение, МПа;
 v, v_c – скорость, скорость скольжения в червячном зацеплении, м/с;
 ψ – угол подъема винтовой линии по среднему диаметру резьбы и коэффициент ширины колеса, °;
 ω – угловая скорость, рад/с.

ВВЕДЕНИЕ

Все процессы в современном материальном производстве, транспорте и сфере образования связаны с использованием машин, конструкции которых постоянно совершенствуются. В этих условиях крайне необходимо наличие высококвалифицированных инженерно-педагогических кадров, способных качественно решать задачи расчетов, эксплуатации и ремонта оборудования высокого технологического уровня. Подготовка таких специалистов реализуется, в том числе, посредством изучения дисциплины «Детали машин» (ДМ) студентами направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта».

«Детали машин» – общеинженерная дисциплина, завершающая цикл политехнической подготовки будущих инженеров-педагогов транспортного профиля. Ее изложение базируется на знаниях, приобретенных при изучении математики, физики, материаловедения, сопротивления материалов и теории машин и механизмов. В то же время, ДМ является базой для изучения целого ряда специальных дисциплин.

Изучение основ расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения в курсе «Детали машин» реализуется в рамках лекционного курса, лабораторного практикума и выполнения заданий самостоятельной работы, которая является основной формой освоения материала. По результатам изучения данной дисциплины студенты направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта» должны:

знать принципы устройства и основы конструкций типовых деталей и узлов машин; основные требования к деталям машин и конструкционным материалам; виды соединения деталей машин и сущность современных методов получения этих соединений; способы преобразования одного вида движения в другой; основные схемы преобразования кинематических и силовых характеристик движения; виды и порядок расчетов деталей и узлов общего назначения; классификацию, конструкцию и принцип действия различных типов механических передач; методы проектирования механических передач; методы проектного и проверочного расчета валов; подходы к конструированию корпусных деталей;

уметь реализовывать положения лекционного курса для расчета деталей машин общего назначения; применять полученные знания при решении практических задач обеспечения требуемых кинематико-силовых характеристик в приводных устройствах; решать типовые задачи теоретического и прикладного характера; использовать компьютерные технологии при расчете деталей машин; представлять результаты проектной и конструкторской деятельности в графической форме;

владеть методиками расчета, используемыми при проектировании деталей и узлов машин; измерительным инструментом для определения размеров и механических характеристик деталей; навыками работы с испытательной аппаратурой; методами работы с САПР; методиками

проектного и проверочного расчета деталей и узлов машин; навыками оформления конструкторской документации; навыками проектной деятельности; проектирования приводных механизмов и систем.

Рабочей программой учебной дисциплины «Детали машин» для направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта» предусмотрены лекционные занятия и лабораторные работы, а также самостоятельное изучение материала студентами. Распределение учебной нагрузки по видам работ представлено в таблице.

Вид учебной работы	Объем часов (зач. ед.)	
	Очная форма	Заочная форма
Общая учебная нагрузка (всего)	342 (9,5 з.е)	342 (9,5 з.е)
Обязательная аудиторная учебная нагрузка (всего), в том числе:	98	32
Лекции	48	14
Семинарские занятия	-	-
Практические занятия	-	-
Лабораторные работы	50	18
Контрольные работы	-	-
Курсовой проект	+	+
Другие формы организации учебного процесса	-	-
Самостоятельная работа студента (всего)	244	310
Форма аттестация	Зачет, экзамен	Зачет, экзамен

Как видно из таблицы, самостоятельная работа является основной формой освоения материала учебной дисциплины «Детали машин». Ее целью является закрепление теоретического материала, полученного на лекционных и лабораторных занятиях, а также приобретение навыков в решении типовых задач расчета деталей и узлов общего назначения.

Представленное учебно-методическое пособие является методическим обеспечением самостоятельной работы студентов при изучении дисциплины «Детали машин». Пособие состоит из 15 разделов, в каждом из которых представлен теоретический минимум по данной теме, приведен подробный пример выполнения типового расчета и задания к самостоятельной работе на 20 вариантов. Объем теоретической части сознательно ограничен ввиду доступности качественных учебников по деталям машин, изданных в последнее время в Луганской Народной Республике и Российской Федерации, перечень которых представлен в библиографическом списке в конце пособия.

Дисциплина «Детали машин» относится к числу расчетно-конструкторских, поэтому в ряде заданий к самостоятельной работе предусмотрено построение чертежа или эскиза рассчитываемого узла по результатам вычислений. Подобный подход позволит повысить уровень графической подготовки студентов и сформировать навыки графического оформления проектной документации, играющие важную роль в структуре

политехнической компетентности будущего специалиста инженерно-педагогического профиля.

Отличительной особенностью данного учебно-методического пособия является достаточность справочного материала, который помещается непосредственно в месте его использования. Подобная структура пособия позволит студентам существенно экономить время в процессе выполнения заданий самостоятельной работы, повышая эффективность самостоятельной работы.

Учебно-методическое пособие «Детали машин» предназначено для студентов направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт эксплуатация автомобильного транспорта», при этом оно может быть использовано практически в полном объеме при изучении данной учебной дисциплины студентами направления подготовки 44.03.04 «Педагогическое образование. Технология» и раздела «Детали машин» комплексной учебной дисциплины «Механика» студентами направления 20.03.01 «Техносферная безопасность». Отдельные разделы пособия также могут быть использованы в процессе изучения комплексной учебной дисциплины «Прикладная механика» студентами направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение» профилей подготовки «Технология изделий легкой промышленности» и «Технология и организация общественного питания».

Учебно-методическое пособие «Детали машин» составлено в полном соответствии с действующей рабочей программой данной дисциплины, предназначено для студентов второго курса очной и третьего курса заочной форм обучения по направлению подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт эксплуатация автомобильного транспорта». Настоящее пособие является результатом преподавательской деятельности авторов на кафедре технологий производства и профессионального образования ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко».

РАЗДЕЛ 1. НАДЕЖНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1 Теоретические сведения

Надежность – комплексное свойство объекта, выражающее вероятность безотказной работы в определенных условиях на протяжении установленного срока. Надежность машин и механизмов является важнейшим показателем их качества, данное понятие включает безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость.

Надежность определяется для машины в целом или для отдельных ее деталей, узлов и агрегатов. Расчет надежности базируется на статистических данных, собираемых в процессе эксплуатации и при проведении специальных испытаний.

Безотказность – свойство объекта сохранять работоспособность в течение определенного времени или некоторой наработки.

Долговечность – свойство объекта сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и текущего ремонта.

Ремонтпригодность – приспособленность объекта к обнаружению и устранению отказов и неисправностей в процессе технического обслуживания и текущего ремонта с относительно небольшими затратами.

Сохраняемость – свойство объекта сохранять свои эксплуатационные показатели в течение установленного срока хранения и при транспортировке.

Для оценки надежности выбираются различные показатели: число отказов, средний срок службы, пробег и т.д. Целесообразность выбора того или иного показателя определяется типом и назначением конкретного изделия.

Отказ – событие, состоящее в нарушении работоспособности изделия.

Ресурс – наработка изделия от начала его эксплуатации до наступления предельного состояния.

Надежность проектируемых устройств чаще всего оценивают по ожидаемой вероятности безотказной работы. Для этого их представляют в виде структурной схемы, состоящей из ряда простых элементов (двигателя, муфт, механических передач, подшипников и т.д.), соединенных последовательно, параллельно или по смешанному типу (рис. 1.1, а–в).

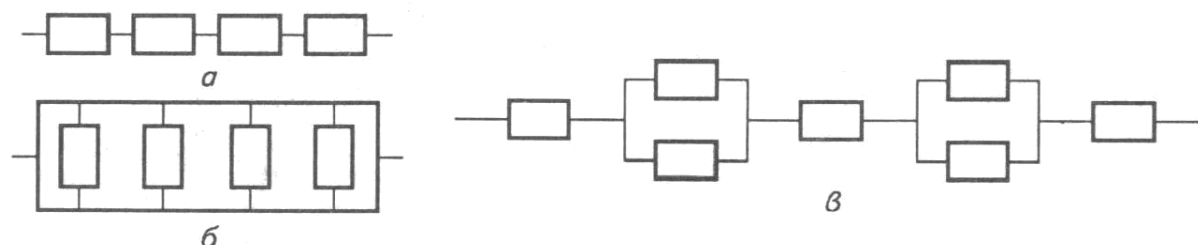


Рисунок 1.1 – Структурная схема машины: а – последовательная; б – параллельная; в – смешанная

При последовательном соединении отказ одного элемента выводит из строя всю систему, что типично для большинства приводов транспортных машин. В этом случае вероятность безотказной работы системы равна произведению вероятностей безотказной работы составляющих ее элементов

$$P(t) = P_1 \cdot P_2 \cdot \dots \cdot P_n = \prod_{i=1}^n P_i. \quad (1.1)$$

Из (1.1) видно, что надежность всей системы всегда меньше надежности наименее надежного элемента. Поэтому необходимо исключать из конструкций малонадежные элементы, а в идеале машина должна состоять из равнонадежных деталей и узлов. Также очевидно, что чем больше элементов имеет данная система, тем меньше ее надежность.

Если причина выхода системы из строя связана только с внезапными отказами (что чаще всего имеет место), то формула (1.1) может быть описана экспоненциальным законом

$$P(t) = e^{-\lambda_{\Sigma} t}, \quad (1.2)$$

где λ_{Σ} – интенсивность отказов всей системы, определяемая по формуле

$$\lambda_{\Sigma} = \lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_n = \sum_{i=1}^n \lambda_i, \quad (1.3)$$

где λ_i – интенсивности отказов элементов системы.

Интенсивность отказов – число отказов, приходящееся на единицу времени. Ее значения для наиболее используемых элементов механических систем представлены в табл. 1.1.

Таблица 1.1 – Средние интенсивности отказов элементов механических систем при работе в течение 10^5 часов [1, с. 32]

Название элемента	Значение λ
Двигатели:	
– асинхронные	0,86
– постоянного тока	0,94
– синхронные	0,04
– шаговые	0,04
Зубчатые передачи	0,01
Червячные передачи	0,02
Дифференциальные и планетарные механизмы	0,04
Ременные передачи	0,39
Цепные передачи	0,45
Валы и оси	0,04
Муфты:	
– упругие	0,07
– фрикционные и предохранительные	0,03
– электромагнитные	0,06
Оси валов, барабаны	0,04
Подшипники качения	0,1
Подшипники скольжения	0,02

При параллельном соединении n элементов (рис. 1.1, б) вероятность безотказной работы системе равна вероятности того, что хотя бы один из элементов не выйдет из строя, то есть

$$P(t) = 1 - q_1 \cdot q_2 \cdot \dots \cdot q_n = 1 - \prod_{i=1}^n q_i = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_i), \quad (1.4)$$

где q_i – вероятность отказа i -го элемента.

Параллельное соединение значительно повышает надежность системы, поскольку в этом случае функцию отказавшего элемента выполняет параллельный ему или резервный элемент. Однако такая схема приводит к значительному повышению веса, габаритов и стоимости изделий.

При смешанном соединении элементов (рис. 1.1, в) система при помощи (1.4) приводится к эквивалентному последовательному виду, после чего ее надежность рассчитывается по формуле (1.1).

Наиболее простым и эффективным подходом к повышению надежности деталей и узлов является снижение действующих в них механических напряжений за счет увеличения запасов прочности. Однако этот путь ведет к увеличению габаритов, веса и стоимости изделий. Поэтому компромисным является решение сохранения минимальных допустимых коэффициентов запаса наряду с использованием высокопрочных материалов и упрочняющих технологий.

1.2 Пример расчета надежности механической системы

Определить вероятность безотказной работы электромеханического привода лебедки (рис. 1.2) на протяжении 500 часов. Распределение вероятности отказов элементов привода описывается экспоненциальным законом.

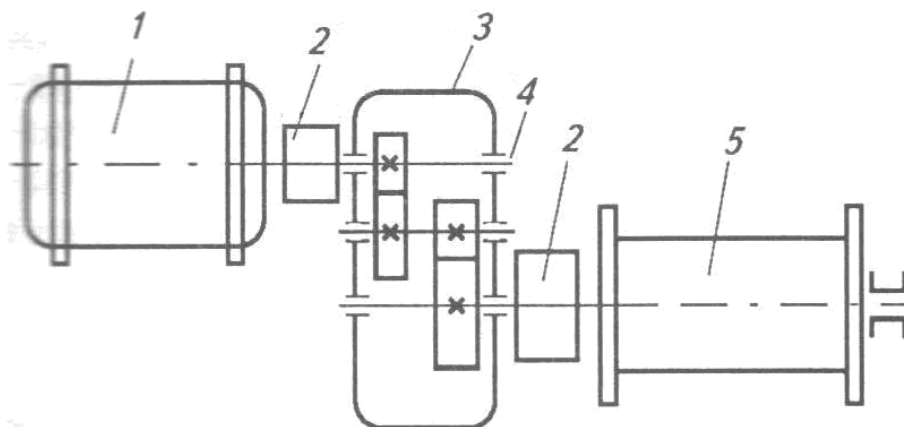


Рисунок 1.2 – Схема привода грузовой лебедки: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – вал с парой подшипников; 4 – двухступенчатый цилиндрический редуктор; 5 – барабан

Изобразим структурную схему привода. Мощность передается от электродвигателя к барабану по следующей схеме:

Двигатель → Муфта → Вал 1 + пара подшипников → Цилиндрическая прямозубая передача → Вал 2 + пара подшипников → ЦПП → Вал 3 + пара подшипников → Вал 3 + пара подшипников → Муфта → Барабан.

Все элементы в схеме привода соединены последовательно, поэтому структурная схема привода имеет вид, показанный на рис. 1.3.



Рисунок 1.3 – Структурная схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – вал с парой подшипников; 4 – цилиндрическая прямозубая передача; 5 – барабан

Находим интенсивность отказов всей системы за 1 час работы

$$\lambda_{\Sigma} = \lambda_{дв} + 2\lambda_{муф} + 3 \cdot (\lambda_{в} + \lambda_{под}) + 2\lambda_{цил} + \lambda_{б} =$$

$$= (0,86 + 2 \cdot 0,07 + 3 \cdot (0,04 + 0,1) + 2 \cdot 0,01 + 0,04) \cdot 10^{-5} = 1,48 \cdot 10^{-5},$$

где значения интенсивностей отказов для каждого из элементов λ_i приняты по табл. 1.1.

Вероятность безотказной работы системы в течение заданного периода времени $t = 500$ часов находим по формуле (1.2)

$$P(t) = e^{-\lambda_{\Sigma} t} = e^{-1,48 \cdot 10^{-5} \cdot 500} = 0,993.$$

1.3 Задание 1 к самостоятельной работе

Изобразить структурную схему и определить вероятность безотказной работы электромеханического привода на протяжении t часов. Распределение вероятности отказов элементов привода описывается экспоненциальным законом, данные для расчета выбрать из табл. 1.2.

Таблица 1.2 – Исходные данные к заданию 1

№ вар.	Время работы t , ч	№ схемы	№ вар.	Время работы t , ч	№ схемы
1	950	1	11	5 500	1
2	1 000	2	12	6 000	2
3	1 500	3	13	6 500	3
4	2 000	4	14	7 000	4
5	2 500	5	15	7 500	5
6	3 000	6	16	8 000	6
7	3 500	1	17	8 500	1
8	4 000	2	18	9 000	2
9	4 500	3	19	9 500	3
10	5 000	4	20	10 000	4

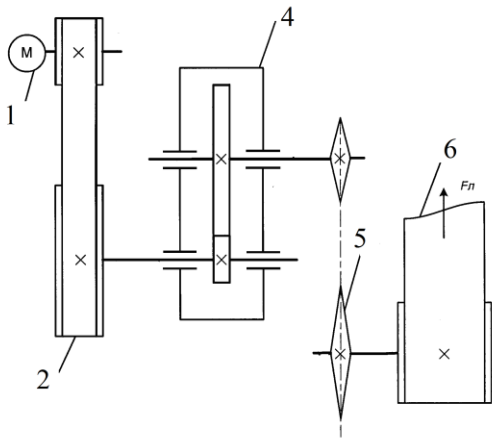


Схема 1

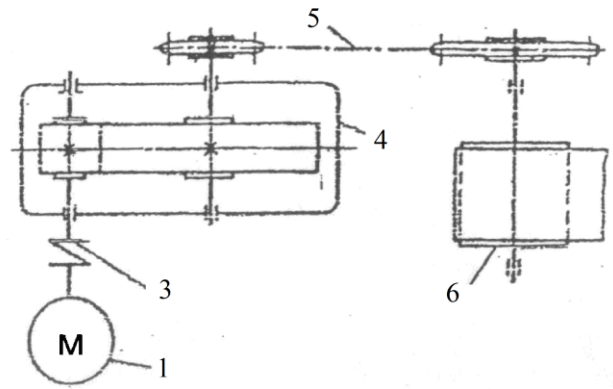


Схема 2

Схемы 1–2: 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – муфта; 4 – одноступенчатый цилиндрический редуктор; 5 – цепная передача; 6 – барабан исполнительного механизма

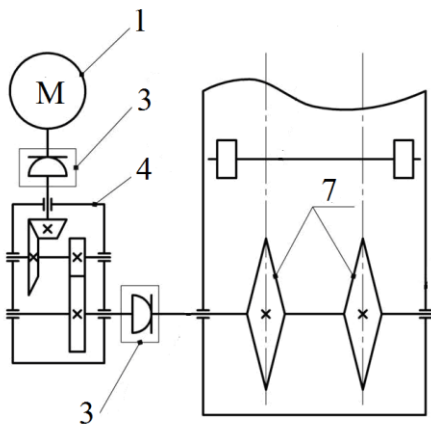


Схема 3

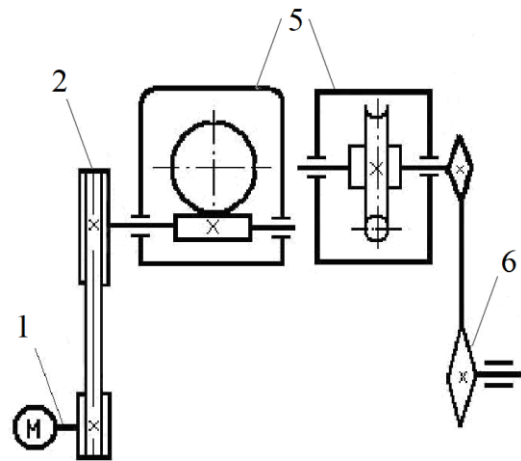


Схема 4

Схемы 3–4: 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – муфта; 4 – коническо-цилиндрический редуктор; 5 – червячный редуктор; 6 – цепная передача; 7 – звездочка исполнительного механизма

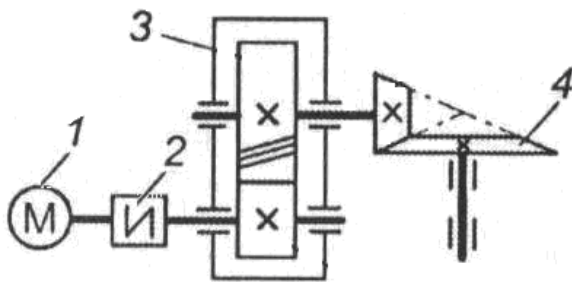


Схема 5

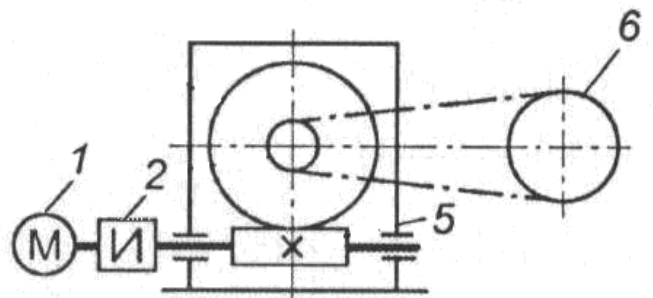


Схема 6

Схемы 5–6: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – одноступенчатый цилиндрический редуктор; 4 – открытая коническая передача; 5 – червячный одноступенчатый редуктор; 6 – цепная передача

РАЗДЕЛ 2. НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

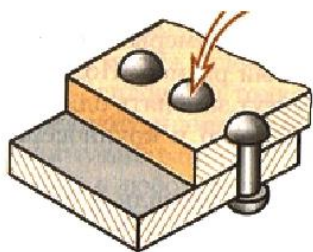
2.1 Теоретические сведения

Неразъемные – соединения, которые не допускают разборку деталей без повреждения их рабочих поверхностей. Применение таких соединений чаще всего обусловлено технологическими и экономическими требованиями. К данной группе соединений относятся:

- *сварные* – соединения, выполненные сваркой, то есть установлением межатомных связей между деталями;
- *заклепочные* – соединения при помощи цилиндрических стержней с головками на концах (заклепок);
- *паяные* – соединения образуемые силами межмолекулярного взаимодействия припоя и материала соединяемых деталей;
- *клеевые* – соединения деталей по поверхности взаимного контакта при помощи клеев.

К *достоинствам* неразъемных соединений относится их низкая материалоемкость и себестоимость, высокая плотность и прочность соединений, широкая автоматизация процесса получения соединений и малый удельный вес конструкций. Главными *недостатками* таких соединений являются: невозможность разборки и контроля качества соединений, концентрация напряжений в местах соединения и коробление поверхностей, низкая прочность при ударных и повторно-переменных нагрузках.

Заклепочное – соединение при помощи цилиндрических стержней с головками на концах (заклепок). Чаще всего оно применяется для соединения листов и фасонных прокатных профилей. Соединение образуется расклепыванием стержня заклепки, вставленной в отверстие деталей (рис. 2.1).



При этом вследствие пластических деформаций образуется замыкающая головка, а стержень заклепки заполняет кольцевой зазор в отверстии.

Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали, а их относительному сдвигу препятствуют стержень заклепки и силы трения в стыке.

Рисунок 2.1 – Заклепочное соединение

По конструкции различают три типа заклепочных соединений:

- *соединения внахлестку* (рис. 2.2, а) – один из соединяемых листов накладывается на другой;
- *соединения встык с одной накладкой* (рис. 2.2, б) – применяются в швах внахлестку и встык с односрезной заклепкой;
- *соединения встык с двумя накладками* (рис. 2.2, в) благодаря удвоенному числу поверхностей имеют в два раза большее сопротивление сдвигу.

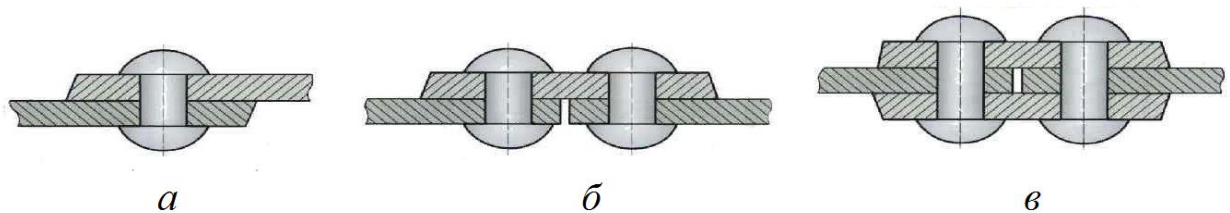


Рисунок 2.2 – Типы заклепочных соединений: *a* – внахлестку; *б* – с одной накладкой; *в* – с двумя накладками

К *достоинствам* заклепочных соединений относится возможность их использования для любых материалов, высокая надежность, прочность при ударных и переменных нагрузках; к *недостаткам* – ослабление деталей заклепочными отверстиями, сложность технологического процесса и необходимость в накладках при соединении встык.

Заклепки чаще всего изготавливают из стали (Ст 2, Ст 3, 10, 15), меди, латуни и алюминия. Материал заклепок должен иметь высокую пластичность и не принимать закалки. Высокая пластичность облегчает клепку и способствует равномерному распределению нагрузки по заклепкам. Также при выборе материала заклепок следует стремиться к тому, чтобы коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были близки друг другу. В противном случае при колебаниях температуры будут возникать существенные температурные напряжения.

Наибольшую опасность представляет сочетание металлов, способных образовывать гальванические пары (например меди и алюминия), так как возникающие гальванические токи интенсивно разрушают соединение.

2.2 Пример расчета заклепочного соединения

Определить требуемое количество заклепок однорядного шва внахлест (рис. 2.3), нагруженного силой $F = 110$ кН. Проверить прочность полученного соединения, если предел прочности на растяжение и смятие $[\sigma_+] = 160$ МПа и $[\sigma_{см}] = 280$ МПа, а предельно допустимое касательное напряжение материала заклепок $[\tau] = 100$ МПа. Диаметр заклепок $d = 16$ мм, толщина листов $\delta_1 = 8$ мм и $\delta_2 = 10$ мм.

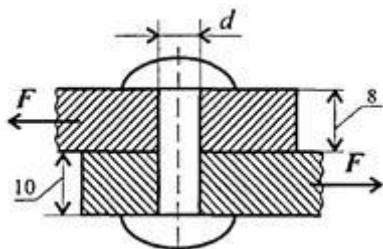


Рисунок 2.3 – Расчет заклепочного соединения

Исходные данные:

- сила растяжения листов $F = 110$ кН;
- диаметр заклепки $d = 16$ мм;
- предельные нормальные напряжения $[\sigma_+] = 160$ МПа, $[\sigma_{см}] = 280$ МПа;
- предельное касательное напряжение $[\tau] = 100$ МПа.

Находим площадь поперечного сечения заклепки

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 16^2}{4} = 201 \text{ мм}^2.$$

Определяем количество заклепок из расчета на сдвиг. Условие прочности на сдвиг заклепочного соединения:

$$\tau = \frac{F}{zA} \leq [\tau], \quad (2.1)$$

где z – искомое количество заклепок.

Выражая из (2.1) число заклепок, получаем

$$z \geq \frac{F}{[\tau]A} = \frac{110 \cdot 10^3}{201 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 10^6} = 5,5.$$

Таким образом, для обеспечения прочности на сдвиг необходимо 6 заклепок.

Далее определим количество заклепок из расчета на смятие. Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{zA_{см}} \leq [\sigma_{см}], \quad (2.2)$$

откуда выразив число заклепок, получаем

$$z \geq \frac{F}{[\sigma_{см}]A_{см}} = \frac{110 \cdot 10^3}{280 \cdot 10^6 \cdot 201 \cdot 10^{-6}} = 1,96.$$

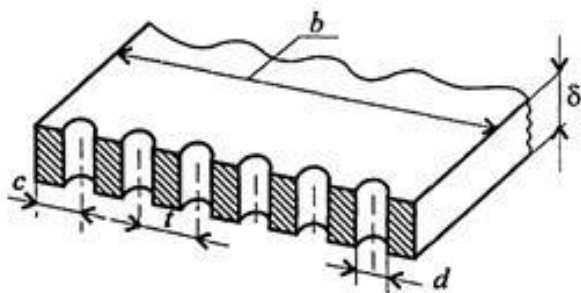
Для обеспечения прочности на срез необходимо 2 заклепки.

В результате, для обеспечения прочности соединения на сдвиг (срез) и смятие необходимо 6 заклепок.

Для удобства установки заклепок расстояние между ними и от края листа регламентируется. Шаг в ряду (расстояние между центрами) заклепок

$$t = 3d = 3 \cdot 16 = 48 \text{ мм},$$

а расстояние до края (рис. 2.4)



$$c = 1,5d = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ мм}.$$

Следовательно, для расположения шести заклепок диаметром 16 мм необходима ширина листа, равная

$$b = 5t + 2c = 5 \cdot 48 + 2 \cdot 24 = 288 \text{ мм}.$$

Округляем полученное значение до величины $b = 300 \text{ мм}$.

Рисунок 2.4 – Расположение заклепок

Проверим прочность листов на растяжение. Так как отверстия под заклепки ослабляют сечение, найдем площадь более тонкого листа в месте, ослабленном отверстиями:

$$A_{oc} = (b - zd) \cdot \delta_1 = (300 - 6 \cdot 16) \cdot 8 = 1 \text{ 632 мм}^2.$$

Условие прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{oc}} \leq [\sigma_+]; \quad \sigma_p = \frac{110 \cdot 10^3}{1632 \cdot 10^{-6}} = 67,4 \text{ МПа} < 160 \text{ МПа}.$$

Следовательно, прочность листа обеспечена.

2.3 Задание 2 к самостоятельной работе

Определить требуемое количество заклепок однорядного шва внахлест (рис. 2.3), нагруженного силой F . Проверить прочность полученного соединения, если предел прочности на растяжение $[\sigma_+]$ и смятие на $[\sigma_{см}]$, а предельно допустимое касательное напряжение материала заклепок $[\tau]$. Диаметр заклепок d , толщина соединяемых листов δ_1 и δ_2 . Расчетные данные выбрать из табл. 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные к заданию 2

№ вар.	F , кН	$[\sigma_+]$, МПа	$[\sigma_{см}]$, МПа	$[\tau]$, МПа	d , мм	δ_1 , мм	δ_2 , мм
1	70	140	220	100	12	6	8
2	75	140	220	105	14	6	7
3	80	150	230	110	16	6	9
4	85	150	230	115	18	6	7
5	90	160	240	100	12	7	7
6	95	160	240	105	14	7	8
7	100	170	250	110	16	7	9
8	105	170	250	115	18	7	7
9	110	180	260	100	12	8	8
10	115	180	260	105	14	8	8
11	120	140	270	110	16	8	9
12	122	140	270	115	18	8	10
13	125	150	275	100	12	6	7
14	128	150	275	105	14	6	8
15	130	160	280	110	16	6	9
16	132	160	280	115	18	6	8
17	135	170	260	100	12	7	
18	137	170	260	105	14	7	
19	140	180	270	110	16	7	7
20	145	180	270	115	18	7	8

РАЗДЕЛ 3. РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. РЕЗЬБЫ

3.1 Теоретические сведения

Разъемные – соединения деталей машин, допускающие разборку без повреждения их рабочих поверхностей. К достоинствам разъемных соединений относят простоту, надежность и удобство их использования, приспособленность к разным вариантам соединений, малую стоимость в условиях массового производства, стандартизацию.

Основные виды разъемных соединений:

1. *Резьбовые* – разъемные соединения деталей с помощью резьбы или резьбовых крепежных деталей (винтов, болтов, шпилек и гаек). Под *резьбой* понимают чередующиеся выступы и впадины, нарезанные на цилиндрической или конической поверхности тела.

2. *Шпоночные* – соединения при помощи детали, одновременно находящейся в пазах вала и ступицы колеса.

3. *Шлицевые* – соединения вала и ступицы колеса при помощи шлицов и зубьев, радиально расположенных на поверхности.

4. *Штифтовые* – соединения при помощи стержня, вставляемого в отверстия соединяемых деталей.

5. *Профильные* – соединения по поверхности взаимного контакта деталей, имеющей плавный некруглый контур.

Резьбовые соединения получили большое распространение в машиностроении. В современных машинах резьбовые детали составляют свыше 60% от общего количества деталей, что обусловлено следующими их достоинствами:

– возможностью создания больших осевых сил (ввиду клинового действия резьбы, а также большого отношения длины ключа к радиусу резьбы);

– возможностью фиксирования зажима в любом положении благодаря самоторможению;

– удобными формами и малыми габаритами;

– простотой, дешевизной и возможностью точного изготовления.

Помимо крепежных целей винтовые пары в машинах применяют для осуществления поступательного движения, для подъема грузов и точных перемещений.

Основными параметрами резьбы являются ее шаг P и ход P_h , внешний d , внутренний d_1 и средний d_2 диаметры, а также угол подъема винтовой линии ψ (рис. 3.1).

Шаг резьбы p – расстояние между одноименными точками двух соседних витков, измеренное в направлении оси винта.

Ход резьбы p_h – произведение шага резьбы на количество ее заходов n

$$p_h = p \cdot n. \quad (3.1)$$

Для однозаходных резьб ход резьбы равен ее шагу.

Внешний диаметр d – диаметр воображаемого цилиндра, описанного вокруг вершин наружной или впадин внутренней резьбы.

Внутренний диаметр d_1 – диаметр воображаемого цилиндра, описанного вокруг впадин наружной или вершин внутренней резьбы.

Средний диаметр d_2 – диаметр воображаемого цилиндра, поверхность которого делит витки на части с равными площадями.

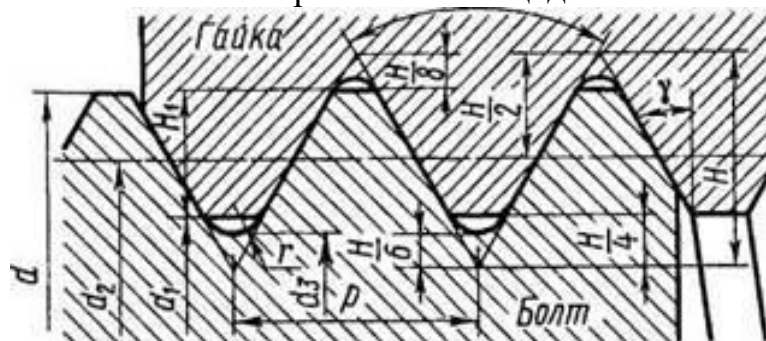


Рисунок 4.1 – Основные размерные параметры резьбы

Угол подъема винтовой линии по ее среднему диаметру ψ – угол, образованный касательной к винтовой линии, описываемой средней точкой боковой стороны резьбы и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы. Его величина определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi d_2} \Rightarrow \psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi d_2}. \quad (3.2)$$

В крепежных резьбах самоотвинчивание не допускается, поэтому угол подъема должен быть меньше угла трения в резьбе: $\varphi' > \psi$.

Классификация резьб осуществляется по целому ряду признаков. Так, *по поверхности нарезания* резьбы бывают цилиндрические (для простого соединения деталей) и конические (при необходимости обеспечения герметичности соединения). *По месту нарезания* резьбы делятся на внешние (на болтах, винтах и шпильках) и внутренние (на гайках и других внутренних поверхностях). *По направлению завинчивания* различают правые – наиболее распространенные резьбы и левые, используемые как средство против самопроизвольного развинчивания соединений в машинах с вращающимися деталями. По числу заходов резьбы бывают однозаходные (рис. 3.2, а), двухзаходные и многозаходные (рис. 3.2, б).

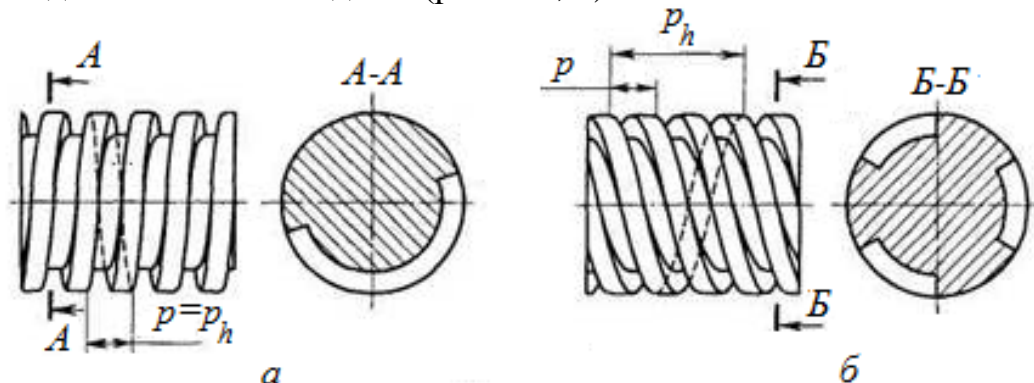


Рисунок 3.2 – Типы резьб: а – однозаходная; б – многозаходная (трехзаходная)

Основная классификация резьб выполняется по ГОСТ, стандартом предусмотрены следующие их виды:

1. *Метрическая резьба М* – основная крепежная резьба, имеющая треугольный профиль витков с углом $\alpha = 60^\circ$ (рис. 3.3, а). Вершины и впадины витков притуплены по прямой или дуге, образуя зазор, облегчающий обработку и уменьшающий концентрацию напряжений. Метрические резьбы изготавливаются с нормальным и малым шагом. При уменьшении шага уменьшается глубина резьбы и угол подъема винтовой линии ψ .

2. *Трубная резьба G* – используется для герметичного соединения труб и арматуры, имеет угол профиля витков $\alpha = 55^\circ$ (рис. 3.3, б). Вершины и впадины витков закруглены, зазор между вершинами и впадинами отсутствует, что придает соединению высокую герметичность. Имеет малый шаг витков, поскольку нарезается на тонкостенных деталях.

3. *Дюймовая резьба D* – используется только для замены импортных деталей. Ее основные типы: цилиндрическая – с углом при вершине 60° и высотой профиля $H = 0,866025P$, распространенная в США и Канаде и BSW – с углом при вершине 55° и высотой профиля $H = 0,9604P$, применяемая в Великобритании.

4. *Трапецидальная резьба Tr* – метрическая резьба с углом профиля при вершине 30° . Является ходовой резьбой, то есть используется для преобразования вращательного движения в поступательное.

5. *Упорная резьба* – метрическая резьба с наклоном боковых сторон 30° и 3° (рис. 3.3, в), применяемая при больших односторонних осевых нагрузках.

6. *Прямоугольная резьба* (рис. 3.3, г) не стандартизирована, поскольку, хотя и имеет наибольший КПД, но наименее прочная и более сложная в производстве. Применяется при изготовлении ходовых винтов и домкратов.

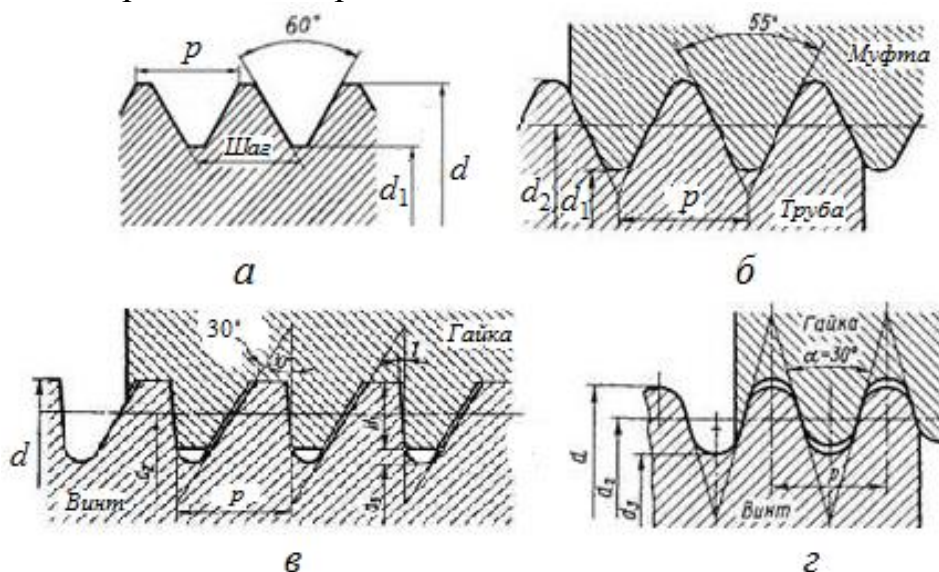


Рисунок 3.3 – Классификация резьб по ГОСТ: а – метрическая; б – трубная; в – упорная; г – прямоугольная

Резьбовое соединение – вид разъемного соединения, выполненного при помощи деталей, имеющих резьбу. *Достоинствами* резьбовых соединений являются простота, надежность, высокая несущая способность, удобство, широкая стандартизация и малая стоимость в условиях массового производства. К их *недостаткам* относят большое количество концентраторов напряжений и низкую усталостную прочность резьбовых деталей.

При изготовлении деталей резьбовых соединений используют: углеродистые стали обычного качества (Ст3) – для деталей низшего класса прочности; качественные конструкционные стали (10, 15, 20, 30, 35, 40, 45) – для деталей среднего класса прочности и легированные конструкционные стали (30Х, 35Х, 38ХА, 40Г2, 40Х) – для деталей наивысшего класса прочности. Основные виды резьбовых соединений:

– *болтовые* (рис. 3.4, а) – соединения деталей при помощи болта и гайки. Бывают затянутые и незатянутые, установленные с зазором или без него, нагруженные статически и динамически, воспринимающие осевую и/или поперечную нагрузку;

– *винтовые* (рис. 3.4, б) – соединения, в которых отсутствует гайка, а болт завинчивается в резьбу одной из соединяемых деталей;

– *при помощи шпильки* (рис. 3.4, в) – соединения при помощи винта без головки с резьбой на обоих концах.

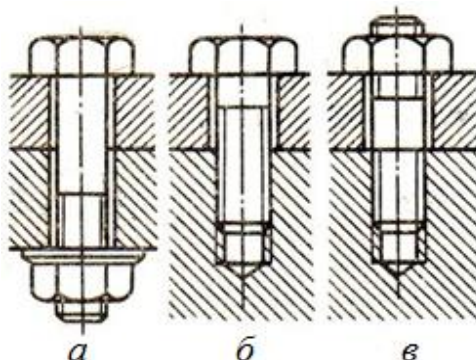


Рисунок 3.4 – Виды резьбовых соединений: а – болтовое; б – винтовое; в – при помощи шпильки

Резьбовые соединения рассчитываются по наименее прочному элементу – стержню болта (винта, шпильки). Поскольку витки резьбы нагружены неравномерно, то расчет на прочность выполняется с некоторыми упрощающими допущениями.

Болтовое соединение рассчитывают на прочность:

– по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} = \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [\sigma]_{см}, \quad (3.3)$$

где H_1 – рабочая высота витков, мм; z – количество витков в гайке; $A_{см}$ – условная площадь смятия витков, мм².

– по напряжениям среза для винта

$$\tau_{cp1} = \frac{F}{A_{cp}} = \frac{F}{\pi d_1 a z} \leq [\tau]_{cp}, \quad (3.4)$$

и низких гаек

$$\tau_{cp2} = \frac{F}{A_{cp}} = \frac{F}{\pi d b z} \leq [\tau]_{cp}, \quad (3.5)$$

где $a = b = 0,8p$, мм.

Шайбы широко используют в резьбовых соединениях, подкладывая под головку болта и под гайку, чтобы:

- снизить концентрацию напряжений в местах контакта головки болта и гайки с элементами соединяемой конструкции;
- предотвратить смятие и повреждение конструкции;
- равномерно распределить усилия сжатия на конструкцию вокруг отверстия.

3.2 Пример расчета болтового соединения

Выполнить расчет болтов дисковой муфты (рис. 3.5), передающей мощность $N = 20$ кВт при частоте вращения $n = 120$ об/мин. Для крепления полумуфт используется 4 болта, центры которых образуют окружность диаметра $D_1 = 240$ мм. Коэффициент трения между полумуфтами $f = 0,2$; материал болта – сталь Ст.3, нагрузка – постоянная.

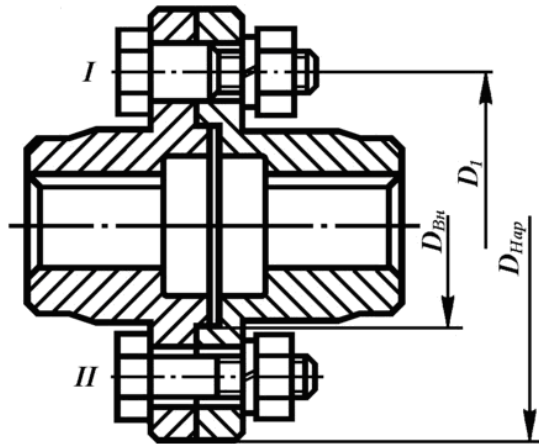


Рисунок 3.5 – Дисковая муфта

Исходные данные:

- передаваемая мощность $N = 20$ кВт;
- частота вращения $n = 120$ об/мин;
- число болтов $z = 4$;
- диаметр окружности центров болтов $D_0 = 240$ мм = 0,24 м;
- коэффициент трения между полумуфтами $f = 0,2$.

Угловая скорость вращения муфты может быть найдена через частоту вращения

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,6 \text{ рад/с.}$$

Находим крутящий момент, передаваемый муфтой

$$T = \frac{N}{\omega} = \frac{20\,000}{12,6} = 1587,3 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Суммарное усилие, приходящееся на все болты муфты, определяем по формуле

$$Q_0 = \frac{2T}{D_1} = \frac{2 \cdot 1587,3}{0,24} = 13\,227 \text{ Н}$$

Усилие, приходящееся на один болт

$$Q = \frac{Q_0}{z} = \frac{13\,227}{4} = 3\,307 \text{ Н.}$$

Далее рассматриваем два возможных варианта установки болтов:

1. Болт установлен с зазором (рис. 3.5, II)

По табл. 3.1 принимаем предел текучести материала болта $\sigma_m = 220$ МПа. Допускаемое напряжение растяжения определяем через предел текучести материала болтов (при статической нагрузке)

$$[\sigma_p] = 0,6\sigma_m = 0,6 \cdot 220 = 132 \text{ МПа.}$$

Определяем внутренний диаметр болта из условия прочности на растяжение для болтов, установленных с зазором

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4Q}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 3\,307}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 132 \cdot 10^6}} = \frac{14,4}{10^3} = 14,4 \text{ мм.}$$

где коэффициент 1,3 учитывает напряжение кручения в винте, появляющееся вследствие трения в резьбе.

По табл. 3.1 выбираем болт с ближайшим большим внутренним диаметром

$$d_1 = 15,294 \text{ мм,}$$

что соответствует болту М18, номинальный диаметр которого равен 18 мм.

Таблица 3.1 – Основные параметры резьбы [2, с. 83]

Тип резьбы	Внутренний диаметр d_1 , мм	Наружный диаметр d , мм	Расчетная площадь стержня F , см ²
М6	4,918	6	0,19
М8	6,647	8	0,34
М10	8,376	10	0,53
М12	10,106	12	0,78
М14	11,835	14	1,06
М16	13,835	16	1,45
М18	15,294	18	1,76
М20	17,294	20	2,33
М22	19,294	22	3,86
М24	20,752	24	3,31
М27	23,752	27	4,35
М30	26,211	30	5,22
М36	31,670	36	7,85

2. Болт установлен без зазора (рис. 3.5, Д)

Определяем наружный диаметр болта из условия прочности на срез. Допускаемое напряжение среза также может быть определено через предел текучести материала

$$[\tau]_{cp} = 0,4\sigma_m = 0,4 \cdot 220 = 88 \text{ МПа},$$

а минимальный достаточный диаметр болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\tau_{cp}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 307}{3,14 \cdot 88 \cdot 10^6}} = \frac{6,9}{10^3} \text{ м} = 6,9 \text{ мм}.$$

По табл. 3.1 выбираем болт с ближайшим большим внутренним диаметром

$$d_1 = 8,376 \text{ мм},$$

что соответствует болту М10, номинальный диаметр которого равен 10 мм.

3.3 Задание 3 к самостоятельной работе

Выполнить расчет болтов дисковой муфты (рис. 3.5), передающей мощность N при частоте вращения n . Для крепления полумуфт используется z болтов, центры которых образуют окружность диаметра D_1 . Предел текучести материала болтов $\sigma_m = 200$ МПа, коэффициент трения между полумуфтами $f = 0,25$; нагрузка – постоянная. Расчет выполнить для постановки болтов с зазором и без, данные для расчета взять из табл. 3.2.

Таблица 3.2 – Исходные данные к заданию 3

№ варианта	Мощность N , кВт	Частота n , об/мин	Диаметр D_1 , мм	Число болтов z
1	10	100	0,21	4
2	12	120	0,22	4
3	14	140	0,23	4
4	16	160	0,24	4
5	18	180	0,25	4
6	20	200	0,21	4
7	22	220	0,22	4
8	24	240	0,23	4
9	26	260	0,24	4
10	28	280	0,25	4
11	30	300	0,21	6
12	32	310	0,22	6
13	34	320	0,23	6
14	36	330	0,24	6
15	38	340	0,25	6
16	40	350	0,21	8
17	42	360	0,22	8
18	44	370	0,23	8
19	45	380	0,24	8
20	50	400	0,25	8

РАЗДЕЛ 4. ШПОНОЧНЫЕ РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

4.1 Теоретические сведения

Разъемные – соединения, допускающие разборку деталей без повреждения их рабочих поверхностей. Достоинствами данного класса соединений являются простота, надежность и удобство в использовании, приспособленность к различным вариантам сборки, малая стоимость при массовом производстве и их стандартизация.

Разновидностью разъемных соединений являются *шпоночные соединения*, реализуемые при помощи *шпонки* – детали, которая одновременно находится в пазах вала и ступицы колеса (рис. 4.1). Такие соединения широко используются в малонагруженных соединениях изделий мелкосерийного производства.

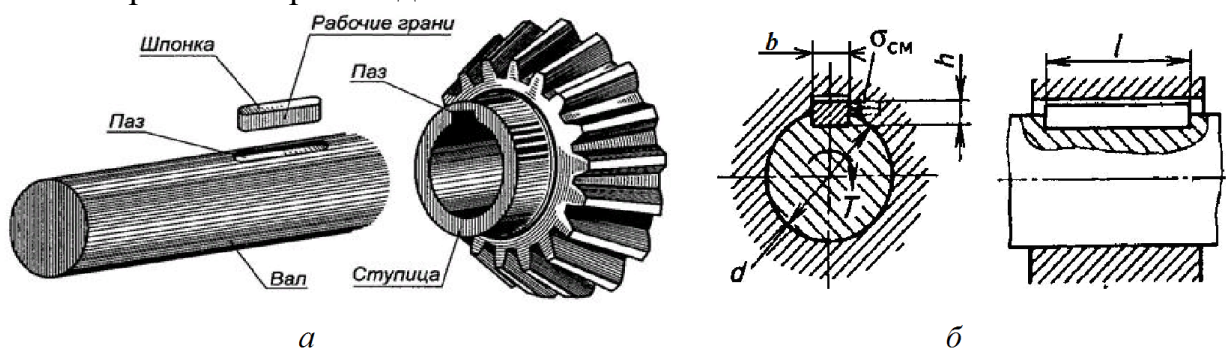


Рисунок 4.1 – Шпоночное соединение детали с валом: *а* – конструкция; *б* – чертеж

К достоинствам шпоночных соединений относят простоту сборки, дешевизну деталей соединения и широкую взаимозаменяемость. В то же время, шпоночные пазы являются концентраторами напряжений, снижая статическую и динамическую прочность валов.

В соединениях применяются следующие типы шпонок:

– *призматические* (рис. 4.2, *а*) – шпонки прямоугольного сечения с прямыми или закругленными концами. Имеют три размера: длину l , ширину b и высоту h , устанавливаются в вал с натягом, а в ступицу свободно;

– *сегментные* (рис. 4.2, *б*) – применяются на массивных валах, более устойчивы за счет увеличения глубины врезания;

– *клиновые* (рис. 4.2, *в*) – применяются достаточно редко в массивных валах, не требующих центрирования.

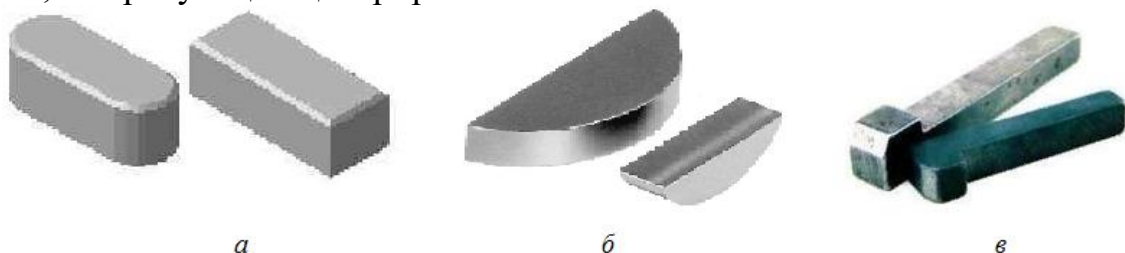


Рисунок 4.2 – Типы шпонок: *а* – призматические; *б* – сегментные; *в* – клиновые

Наиболее распространены призматические шпонки, которые по конструктивному исполнению бывают с закругленными плоскими торцами (рис. 4.3, *а* и *в*), с плоскими торцами (рис. 4.3, *б* и *г*), сплошные (рис. 5.3, *а* и *б*) и с отверстиями (рис. 4.3, *в* и *г*).



Рисунок 4.3 – Типы призматических шпонок: *а* и *б* – сплошные; *в* и *г* – с отверстиями

Шпонки изготавливаются из сталей, в большинстве случаев используется шпоночный прокат, представленный конструкционными углеродистыми сталями 20, 35, 40Х, 45, 50 или нержавеющей аустенитной сталью А4 (или 10Х17Н13М2). Поверхностный слой шпоночной стали обладает лучшими эксплуатационными характеристиками за счет проведения различного рода термической обработки. Чаще всего твердость повышается путем закалки или выполнения отпуска.

По способу установки на валу шпоночные соединения делятся на:

– *ненапряженные* – при сборке в деталях не возникает предварительного нагружения. Они просты по конструкции и надежны в работе, выполняются призматическими или сегментными шпонками, устанавливаются на валы с натягом;

– *напряженные* – чаще всего выполняются клиновыми шпонками, а при сборке в деталях возникает монтажное напряжение.

Ввиду того, что высота и ширина шпонки выбираются по стандартам в зависимости от диаметра вала d и длины ступицы $l_{см}$, расчет шпоночного соединения сводится к проверке выбранных размеров по допускаемым напряжениям

Выбранная шпонка должна удовлетворять условиям прочности на смятие и срез. Условие прочности на смятие имеет вид

$$\sigma_{см} = \frac{2000 T}{dl_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}], \quad (4.1)$$

где T – крутящий момент на валу, Н·м; d – диаметр вала, мм; l_p – рабочая длина шпонки, мм; t_1 – глубина паза вала, мм; $[\sigma_{см}]$ – предельно допустимое напряжение смятия, МПа.

Условие прочности на срез поперечного сечения имеет вид

$$\tau_{ср} = \frac{2000 T}{dl_p b} \leq [\tau_{ср}]. \quad (4.2)$$

Для неподвижных шпоночных соединений со ступицами из стали $[\sigma_{см}] = 180 \dots 190$ МПа, из чугуна – $[\sigma_{см}] = 70 \dots 110$ МПа; $[\tau_{ср}] = 70 \dots 100$ МПа.

4.2 Пример расчета шпоночного соединения

Рассчитать шпоночное соединение деталей «вал – ступица колеса» призматической шпонкой со скругленными краями (рис. 4.1), если соединение нагружено вращающим моментом $T = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Диаметр вала $d = 30 \text{ мм}$, длина ступицы колеса $l_{cm} = 45 \text{ мм}$.

Исходные данные:

- вращающий момент на валу $T = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- диаметр вала $d = 30 \text{ мм}$;
- длина ступицы колеса $l_{cm} = 45 \text{ мм}$.

По диаметру вала из табл. 4.1 выбираем шпонку с поперечными размерами $b \times h = 8 \times 7 \text{ мм}$ и глубиной паза на валу $t_1 = 4 \text{ мм}$.

Таблица 4.1 – Призматических шпоки (ГОСТ 23360-78) [1, с. 390]

Диаметр вала d_1 , мм	Размеры сечения		Глубина пазов, мм		Длина шпонки l , мм
	b , мм	h , мм	на валу t_1	в ступице t_2	
$12 < d_1 \leq 17$	5	5	3	2,3	10...56
$17 < d_1 \leq 22$	6	6	3,5	2,8	10...60
$22 < d_1 \leq 30$	8	7	4	3,3	16...70
$30 < d_1 \leq 38$	10	8	5	3,3	22...110
$38 < d_1 \leq 44$	12	8	5	3,3	28...140
$44 < d_1 \leq 50$	14	9	5,5	3,8	36...160
$50 < d_1 \leq 58$	16	10	6	4,3	45...180
$58 < d_1 \leq 65$	18	11	7	4,4	50...200
$65 < d_1 \leq 75$	20	12	7,5	4,9	56...220
$75 < d_1 \leq 85$	22	14	9	5,4	63...250
$85 < d_1 \leq 95$	25	14	9	5,4	70...280

Длина шпонки обычно назначается на 5...10 мм меньше ширины ступицы, то есть

$$l = l_{cm} - (5...10) = 45 - (5...10) = 35...40 \text{ мм}.$$

Длину призматической шпонки выбирают из ряда стандартных размеров, мм: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280.

Окончательные размеры призматической шпонки
8×7×40 мм.

Находим рабочую длину призматической шпонки со скругленными краями

$$l_p = l - b = 40 - 8 = 32 \text{ мм}.$$

Выполняем проверочный расчет шпоночного соединения по напряжениям смятия по формуле (4.1)

$$\sigma_{см} = \frac{2000 T}{d l_p (h - t_1)} = \frac{2000 \cdot 250}{30 \cdot 32 \cdot (7 - 4)} = 173 \text{ МПа} < 180 \text{ МПа}.$$

Выполняем проверочный расчет шпоночного соединения по напряжениям смятия по формуле (4.2)

$$\tau_{ср} = \frac{2000 T}{d l_p b} = \frac{2000 \cdot 250}{30 \cdot 32 \cdot 8} = 65,1 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}.$$

Прочность шпоночного соединения обеспечена.

4.3 Задание 4 к самостоятельной работе

Рассчитать шпоночное соединение «вал – ступица колеса» призматической шпонкой со скругленными краями, если диаметр вала d и длина ступицы колеса l_{cm} , а само соединение нагружено вращающим моментом T . Числовые значения исходных данных взять из табл. 4.2, по результатам расчетов выполнить чертеж разреза соединения «вал – ступица колеса» (рис. 4.1, б).

Таблица 4.2 – Исходные данные к заданию 4

№ вар.	Диаметр вала d , мм	Вращающий момент T , Н·м	Длина ступицы l_{cm} , мм
1	20	90	45
2	30	220	60
3	35	244	65
4	40	260	75
5	30	110	50
6	30	150	45
7	40	180	60
8	45	95	55
9	60	300	75
10	30	200	50
11	40	270	45
12	45	290	55
13	45	310	55
14	30	180	50
15	30	240	55
16	35	250	45
17	45	300	50
18	45	320	40
19	35	260	45
20	60	390	55

РАЗДЕЛ 5. СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

5.1 Теоретические сведения

Наряду с разъемными и неразъемными соединениями существует промежуточный класс соединений деталей машин: *прессовые* или *соединения с гарантированным натягом* – соединения, в которых имеет место отрицательная разность между размером охватывающей детали (отверстия) и охватываемой детали (вала).

Данный класс соединений следует отнести к разъемно-неразъемным, так как возможность разборки и повторного соединения деталей определяется величиной натяга. При небольших натягах соединение сохраняет работоспособность при повторных сборках, с его увеличением соединение хоть и допускает разборку без разрушения деталей, но повторная сборка не обеспечивает требуемой надежности соединения.

При сборке прессового соединения диаметр посадочной поверхности становится общим и равным d ($d_0 < d < d_6$). Каждая точка контактной поверхности ступицы в процессе запрессовки переместится на величину u_2 , а контактной поверхности вала – на величину u_1 (рис. 5.1).

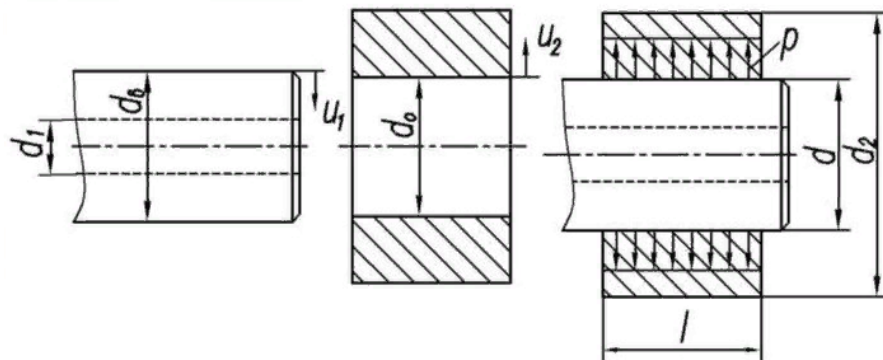


Рисунок 5.1 – Получение прессового соединения

Прессовые соединения передают вращающий момент, осевое усилие или их комбинацию за счет сил трения на поверхностях контакта, а величина передаваемого усилия зависит от натяга. Они служат для закрепления подшипников качения на валах, зубчатых венцов в сборных конструкциях колес, подшипников скольжения в корпусах или ступицах и т.д.

Существует два основных способа получения прессовых соединений:

- запрессовка деталей за счет приложения осевого усилия;
- соединение за счет температурных деформаций охватывающей и охватываемой детали (при нагреве охватывающей и/или охлаждении охватываемой детали).

Прессовые соединения, полученные за счет температурных деформаций деталей, более надежны, так как при запрессовке происходит сглаживание микронеровностей на сопрягаемых поверхностях за счет их взаимного осевого смещения.

Преимущества соединений с натягом: простота и технологичность, невысокая стоимость, возможность центрирования и передачи значительных

нагрузок, равномерное распределение нагрузок по посадочной поверхности. К *недостаткам* относят зависимость нагрузочной способности от ряда факторов, трудно поддающихся учету, сложность монтажа и демонтажа, возможность повреждения поверхностей и ослабления посадки, уменьшение усталостной прочности деталей из-за высокой концентрации напряжений у краев отверстия.

Величина стандартного натяга выбирается из условия неподвижности соединения при заданной нагрузке без использования дополнительных соединений. Но при этом возможен вариант, что выбранная посадка вызовет разрушение или чрезмерные деформации деталей, поэтому расчет прессового соединения заключается в определении натяга, необходимого для передачи заданной нагрузки, при обеспечении прочности деталей. Наименьшее давление на контактирующих поверхностях, необходимое для передачи вращающего момента T и осевой силы F_a , определяется по формуле

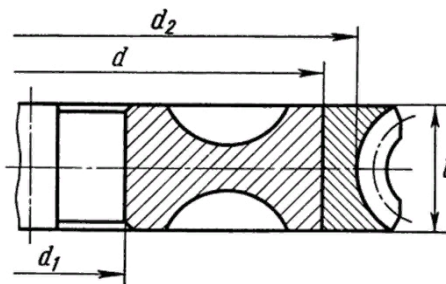
$$p_{\min} = \sqrt{\left(\frac{2000T}{\pi d_n^2 l f}\right)^2 + \left(\frac{F_a}{\pi d_n^2 l f}\right)^2}, \quad (5.1)$$

где d_n – номинальный диаметр посадочных поверхностей, мм.

На практике часто используют комбинации прессового соединения со шпоночным или шлицевым. При этом прессовое соединение может выступать как основным, так и вспомогательным [3, с. 120].

5.2 Пример расчета прессового соединения

Определить минимальный требуемый натяг для венца червячного колеса, одеваемого на чугунный центр, если венец выполнен из бронзы Бр. АЖ-9-4Л, а центр – из чугуна СЧ 12-28. Червячным колесом передается



мощность $N_2 = 5$ кВт при частоте вращения $n_2 = 50$ об/мин. Номинальные посадочные размеры чугунного центра и бронзового венца $d_1 = 50$ мм, $d = 150$ мм и $d_2 = 200$ мм, длина сопрягаемой поверхности $l = 50$ мм (рис. 5.2). Сборка производится при комнатной температуре механическими средствами.

Рисунок 5.2 – К расчету прессового соединения

Исходные данные:

- мощность на червячном колесе $N_2 = 5$ кВт;
- частота вращения червячного колеса $n_2 = 60$ об/мин;
- посадочные размеры $d_1 = 50$ мм, $d = 150$ мм; $d_2 = 200$ мм;
- длина сопрягаемой поверхности $l = 50$ мм.

Механические характеристики материалов соединения принимаем по табл. 5.1: предел текучести $\sigma_{m1} = 120$ МПа и модуль упругости $E_1 = 1,1 \cdot 10^5$ МПа чугуна, бронзы – $\sigma_{m2} = 230$ МПа и $E_2 = 1,0 \cdot 10^5$ МПа.

Таблица 5.1 – Средние механические характеристики материалов [9, с. 109]

Материал	Модуль упругости $E \cdot 10^5$, МПа	Коэффициент Пуассона μ	Предел текучести σ_m , МПа
Чугун серый	1,1–1,2	0,25	120
Сталь	2,0–2,1	0,27	220...290
Бронза	0,9	0,25	230
Латунь	0,85	0,37	230

Находим угловую скорость вращения червячного колеса

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 60}{30} = 6,3 \text{ рад/с.}$$

Тогда вращающий момент, передаваемый червячным колесом

$$T_2 = \frac{N_2}{\omega_2} = \frac{5000}{6,3} = 793,7 \text{ Н·м.}$$

Коэффициент трения в паре чугун–бронза (по табл. 5.2) $f = 0,06$.

Таблица 5.2 – Коэффициенты трения скольжения [9, с. 110]

Материалы контактирующих поверхностей	Коэффициент трения f
Сталь по стали	0,08...0,17
Сталь по чугуну	0,07...0,12
Сталь по латуни	0,04...0,08
Сталь по бронзе	0,06...0,13
Чугун по бронзе, латуни	0,04...0,08

Минимальное контактное давление, которое должно быть создано по поверхностям сопрягаемых деталей, получаем из формулы (5.1) при условии отсутствия осевой силы $F_a = 0$, то есть

$$p_{\min} = \frac{2000T}{\pi d^2 l f} = \frac{2000 \cdot 793,7}{3,14 \cdot 150^2 \cdot 50 \cdot 0,06} = 7,5 \text{ МПа.}$$

Вычисляем коэффициенты Ляме для вала:

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{150^2 + 50^2}{150^2 - 50^2} - 0,25 = 1,0;$$

для бронзового венца

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - \mu_2 = \frac{200^2 + 150^2}{200^2 - 150^2} - 0,25 = 3,32.$$

Минимальный натяг вычисляем по формуле

$$\Delta_{\min} = p_{\min} d \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 7,5 \cdot 150 \cdot \left(\frac{1}{1,1 \cdot 10^5} + \frac{3,32}{0,9 \cdot 10^5} \right) = 51,7 \cdot 10^{-3} \text{ мм} = 51,7 \text{ мкм.}$$

Поправка на неровность поверхностей

$$u = 1,2 \cdot (h_1 + h_2) = 1,2 \cdot (6 + 6) = 14,4 \text{ мкм.}$$

Величины h_1 и h_1 взяты в предположении, что поверхности деталей шлифованные (табл. 5.3).

Таблица 5.3 – Шероховатость поверхностей [9, с. 109]

Операция	h , мкм	Операция	h , мкм
Точение черновое	16–40	Шлифование черновое	16–40
Точение получистовое	6–16	Шлифование получистовое	6–16
Точение чистовое	2,5–6	Шлифование чистовое	2,5–6
Сверление чистовое	6–10	Протягивание	2–4

Окончательно получаем

$$\Delta = \Delta_{\min} + u = 51,7 + 14,4 = 66,1 \text{ мкм.}$$

5.3 Задание 5 к самостоятельной работе

Определить минимальный требуемый натяг для венца червячного колеса, одеваемого на центр, если червячным колесом передается мощность N_2 при частоте вращения n_2 . Номинальные посадочные размеры центра и венца равны d_1 , d и d_2 , длина сопрягаемой поверхности l (рис. 5.4). Сборка производится при комнатной температуре механическими средствами.

Таблица 5.4 – Исходные данные к заданию 3

№ вар.	Посадочные размеры, мм			Мощность N_2 , кВт	Длина l , мм	Частота n_2 , мин ⁻¹	Пара трения
	d_1	d	d_2				
1	50	125	175	90	45	60	ст/ст*
2	50	125	200	220	60	65	ст/ч
3	50	150	225	244	65	70	ст/л
4	50	150	250	260	55	75	ст/б
5	75	125	175	110	55	80	ч/л
6	75	125	200	150	75	85	ч/б
7	75	150	225	180	50	55	ст/ст
8	75	150	250	95	45	50	ст/ч
9	80	125	175	300	60	45	ст/л
10	80	125	200	200	50	40	ст/б
11	80	125	225	270	45	45	ч/л
12	80	150	200	290	55	50	ч/б
13	80	150	225	310	55	55	ст/ст
14	80	150	250	180	50	60	ст/ч
15	90	150	200	240	55	65	ст/л
16	90	150	225	250	45	70	ст/б
17	90	150	250	300	50	75	ч/л
18	90	175	250	320	40	80	ч/б
19	90	175	250	260	45	85	ст/ст
20	90	175	275	390	55	70	ст/ч

*ст/ст – сталь по стали; ст/ч – сталь по чугуну; ст/л – сталь по латуни; ст/б – сталь по бронзе; ч/л – чугун по латуни; ч/б – чугун по бронзе

РАЗДЕЛ 6. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1 Теоретические сведения

Цепная передача – передача зацеплением с гибкой связью (рис. 6.1). Движение передает шарнирная цепь 3, охватывающая ведущую 1 и ведомую 2 звездочки и зацепляющаяся за их зубья.

Устройство цепной передачи очень похоже на конструкцию зубчатых передач, но зубья ведущей и ведомой звездочек не входят в непосредственное зацепление. Крутящий момент передается с одной звездочки на другую с помощью бесконечной цепи, чьи отверстия надеваются поочередно на зубья вращающихся колес.

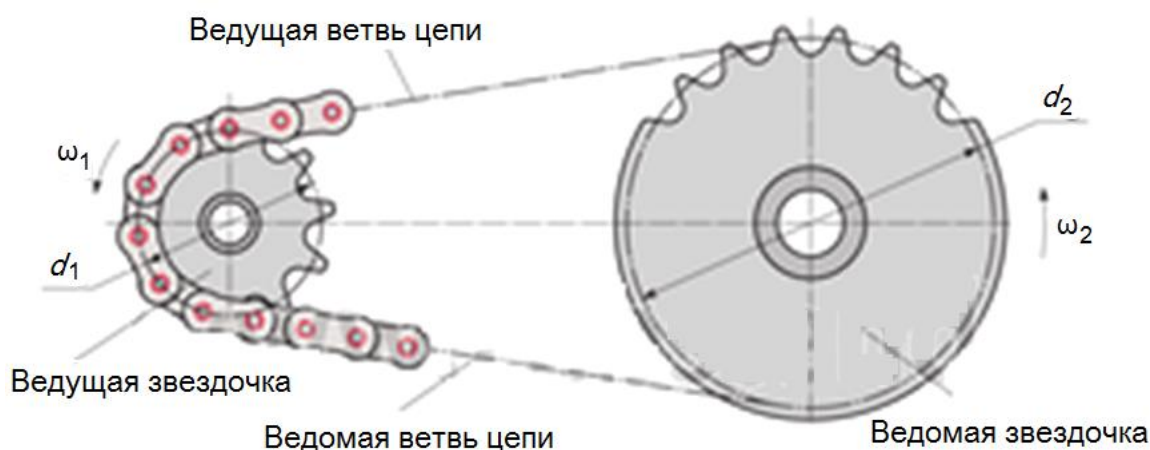


Рисунок 6.1 – Конструкция цепной передачи

Главным определяющим параметром цепной передачи служит шаг цепи t , который равен расстоянию между центрами шарниров двух соседних звеньев. С увеличением шага растет передаваемая мощность, но снижается плавность хода. Следующий по важности параметр – число зубьев ведущей Z_1 и ведомой Z_2 звездочек.

К *достоинствам* цепных передач следует отнести постоянство передаточного числа, способность передавать крутящий момент на расстояние до 7 метров и частично гасить усилия, вызываемые изменением режима вращения; высокий КПД. Общим преимуществом цепных приводов считается их отказоустойчивость при частых разгонах и остановках.

К *недостаткам* цепных передач относятся: высокая шумность, обуславливаемая постоянными соударениями деталей привода; скорый износ шарнирных сочленений, потребность в постоянной смазке и закрытом картере; растяжение по мере износа шарнирных сочленений; менее плавная передача вращения, чем у передач зацеплением.

По конструкции цепные передачи делятся на простые (с двумя звездочками) и сложные – с несколькими ведомыми звездочками. По способу регулирования провисания бывают с натяжным устройством или с натяжной звездочкой.

Наиболее распространенными типами приводных цепей являются:

– *роликовые* – состоят из внутренних пластин, удерживаемых двумя втулками с надетыми роликами, и двух внешних пластин, соединяемых вместе запрессованными валиками (рис. 6.2, *а*);

– *втулочные* – по конструкции от роликовых отличаются только отсутствием роликов. Роликовые и втулочные цепи могут быть однорядными и многорядными (рис. 6.2, *б*);

– *зубчатые* – состоят из основных пластин, с помощью которых они сопрягаются зубцами звёздочки, и направляющих, которые обеспечивают центровку цепи относительно звёздочек (рис. 6.2, *в*).

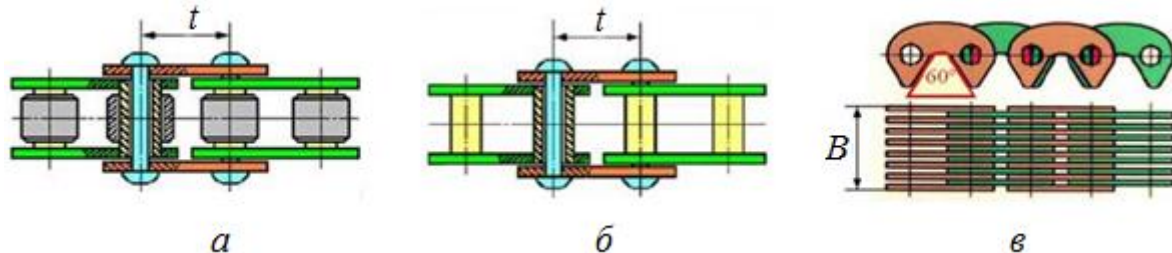


Рисунок 6.2 – Типы приводных цепей

Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из сталей марок 50, 40X и др. с закалкой до твердости 40...50 HRC; оси, втулки, ролики и призмы – из цементируемых сталей марок 20, 15X и др. с закалкой до твердости 52...65 HRC. Повышением твердости деталей можно повысить износостойкость цепей.

6.2 Пример расчета цепной передачи

Произвести расчет приводной роликовой цепи, если мощность на ведущей звездочке $N_1 = 3,7$ кВт, момент на ведущей звездочке $T_1 = 49,5$ Н·м, частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 720$ мин⁻¹, передаточное число цепной передачи $u_{цеп} = 4,0$. Условия эксплуатации – нагрузка с толчками.

Исходные данные:

- мощность на ведущей звездочке $N_1 = 3,7$ кВт;
- крутящий момент на ведущей звездочке $T_1 = 49,5$ Н·м;
- частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 720$ мин⁻¹,
- передаточное число цепной передачи $u_{цеп} = 4,0$.

Расчет параметров передачи

Минимальное число зубьев ведущей звездочки определяется по формуле

$$Z_{1min} = 29 - 2 \cdot u_{цеп} = 29 - 2 \cdot 4 = 21.$$

С целью уменьшения износа шарнира цепи принимаем ближайшее большее нечетное число зубьев

$$Z_1 = 23.$$

Число зубьев ведомой звездочки зависит от передаточного числа

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{цеп} = 23 \cdot 4 = 92.$$

Значения коэффициента динамичности нагрузки определяются характером работы передачи: $K_\delta = 1$ – при спокойном нагружении;

$K_\delta = 1,2 \dots 1,5$ – при нагрузке с толчками; $K_\delta = 1,8$ – при значительных ударных нагрузках.

Полагаем число зубьев эталонной звездочки $Z_{01} = 25$ при ее частоте вращения $n_{01} = 200 \text{ мин}^{-1}$ и находим вспомогательные коэффициенты:

– коэффициент числа зубьев

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{23} = 1,09;$$

– коэффициент частоты вращения

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{200}{720} = 0,28.$$

Тогда расчетная мощность на ведущей звездочке

$$N_p = N_1 \cdot K_e \cdot K_z \cdot K_n = 3,7 \cdot 1,5 \cdot 1,09 \cdot 0,28 = 1,69 \text{ кВт}.$$

Из табл. 6.1 по частоте вращения ведущей звездочки и мощности на ее валу выбираем приводную цепь ПР–12,7–18 000-2 с шагом цепи $t = 12,7$ мм. Для данной цепи предварительное значение межзосевого расстояния равно

$$a_t = 40 \cdot t = 40 \cdot 12,7 = 508 \text{ мм}.$$

Число звеньев цепи находим по формуле

$$L = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a_t}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} = \frac{23 + 92}{2} + \frac{2 \cdot 508}{12,7} + \left(\frac{92 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{508} = 139,7.$$

Окончательно принимаем целое четное число звеньев цепи $L = 140$.

Таблица 6.1 – Параметры приводных роликовых цепей [8, с. 81]

Роликовые цепи, тип ПР согласно ГОСТ 13568-75	t , мм	d_3 , мм	B , мм	Мощность $[N]_p$, кВт при частоте $n_{01} \text{ мин}^{-1}$ и $z_{01} = 25$			q , кг/м
				50	200	400	
ПР-12,7-9000-2	12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	0,60
ПР-12,7-18000-1	12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	0,65
ПР-12,7-18000-2	12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	0,75
ПР-15,875-23000-1	15,85	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	0,8
ПР-15,875-23000-2	15,87	5,08	13,28	0,75	2,7	4,88	1,0
ПР-19,05-32000	19,05	5,96	17,75	1,41	4,8	8,38	1,9
ПР-25,4-56700	25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	2,6
ПР-31,75-88500	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	3,8
ПР-38,1-127000	38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	5,5
ПР-44,45-172400	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	7,5
ПР-50,8-226800	50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	9,7

Уточняем межзосежное расстояние

$$a' = \frac{t}{4} \cdot \left[L - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \frac{12,7}{4} \times$$

$$\times \left[140 - \frac{23 + 92}{2} + \sqrt{\left(140 - \frac{23 + 92}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{92 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 510 \text{ мм}.$$

При расчете цепных передач рекомендуется уменьшить полученное межосевое расстояние на величину

$$\Delta a = 0,003a' = 0,003 \cdot 510 = 1,5 \text{ мм},$$

после чего окончательно получаем

$$a = a' - \Delta a = 510 - 1,5 = 508,5 \text{ мм}.$$

Определяем скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000} = \frac{23 \cdot 720 \cdot 12,7}{60000} = 3,51 \text{ м/с}.$$

Диаметры ведущей и ведомой звездочек определяем по формулам

$$d_1 = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_1)} = \frac{12,7}{\sin(180^\circ / 23)} = 85,3 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_2)} = \frac{12,7}{\sin(180^\circ / 92)} = 372,2 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей выступов зубьев звездочек

$$d_{e1} = t \cdot (0,5 + \operatorname{ctg}(180^\circ / z_1)) = 12,7 \cdot (0,5 + \operatorname{ctg}(180^\circ / 23)) = 90,7 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = t \cdot (0,5 + \operatorname{ctg}(180^\circ / z_2)) = 12,7 \cdot (0,5 + \operatorname{ctg}(180^\circ / 92)) = 378,3 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин зубьев звездочек

$$d_{i1} = d_1 - (0,5d_3 + 0,05) \cdot 2 = 85,3 - (0,5 \cdot 4,45 + 0,05) \cdot 2 = 80,8 \text{ мм};$$

$$d_{i2} = d_2 - (0,5d_3 + 0,05) \cdot 2 = 372,2 - (0,5 \cdot 4,45 + 0,05) \cdot 2 = 367,7 \text{ мм}.$$

По табл. 6.1 находим ширину выбранной цепи $B = 11,30$ мм, тогда ширина зубьев звездочки

$$b_1 = 0,9B - 0,15 = 0,9 \cdot 11,30 - 0,15 = 10,0 \text{ мм}.$$

Окружная сила, действующая на элементы передачи

$$F_t = \frac{N_1}{v} = \frac{3700}{3,51} = 1054,1 \text{ Н}.$$

Натяжение цепи от центробежной силы

$$F_v = qv^2 = 0,75 \cdot 3,51^2 = 9,2 \text{ Н},$$

где $q = 0,75$ кг/м – масса 1 кг цепи согласно табл. 6.1.

Натяжение цепи под действием собственного веса

$$F_q = K_f \cdot a \cdot g \cdot q = 6 \cdot 0,508 \cdot 9,81 \cdot 0,75 = 22,4 \text{ Н},$$

где $K_f = 6$ – коэффициент провисания горизонтальной цепи. Для передач, расположенных под углом 45° к горизонтали $K_f = 1,5$; для вертикальных $K_f = 1$.

Натяжение наиболее нагруженной ведущей ветви цепи

$$F_{1\max} = K_\delta \cdot F_t + F_q + F_v = 1,5 \cdot 1054,1 + 22,4 + 9,2 = 1612,6 \text{ Н}.$$

Определяем коэффициент запаса прочности цепной передачи

$$s = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{1\max}} = \frac{18000}{1612,6} = 11,2 > [s] = 5 \dots 6,$$

то есть прочность цепи обеспечена.

Нагрузка, действующая на валы передачи

$$F_g = 1,15 \cdot F_t = 1,15 \cdot 1054,1 = 1212,2 \text{ Н}.$$

6.3 Задание 6 к самостоятельной работе

Произвести расчет приводной роликовой цепи, если мощность на ведущей звездочке N_1 ; момент на ведущей звездочке T_1 ; частота вращения ведущей звездочки n_1 , передаточное число цепной передачи $u_{цеп}$. Число зубьев эталонной звездочки принять $Z_{01} = 25$ при ее частоте вращения n_{01} . Используя результаты расчетов выполнить эскизный чертеж цепной передачи (рис. 6.3).

Таблица 6.2 – Исходные данные к заданию 6

№ вар.	N_1 , кВт	T_1 , Н·м	n_1 , об/мин	n_{01} , об/мин	$u_{цеп}$	Характер нагруж.
1	2,0	40	450	50	2	с*
2	2,2	42	600	200	3	т
3	2,5	44	900	400	4	у
4	3,0	46	750	50	2	с
5	3,2	48	500	200	3	т
6	3,7	50	450	400	4	у
7	4,0	52	600	50	2	с
8	4,5	54	900	200	3	т
9	4,8	56	750	400	4	у
10	5,5	58	500	50	2	с
11	1,5	27	600	400	2,5	т
12	1,8	29	550	50	1,5	с
13	2,1	31	525	200	2,2	т
14	2,3	18	500	400	2,5	у
15	2,5	24	475	50	3,5	с
16	2,7	25	450	200	2,4	т
17	2,9	30	425	400	3,2	у
18	3,2	32	400	50	3,6	с
19	2,8	26	380	200	2,8	т
20	2,6	39	360	400	1,8	у

*с – спокойный характер нагружения, т – нагрузка с толчками; у – значительные ударные нагрузки.

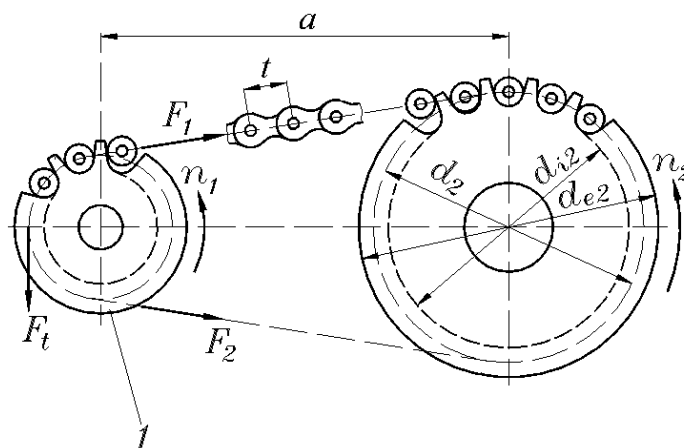


Рисунок 6.3 – Эскиз цепной передачи

РАЗДЕЛ 7. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1 Теоретические сведения

Ременная – передача трением с гибкой связью, состоящая из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с предварительным натяжением (рис. 7.1). Крутящий момент передается благодаря силам трения, возникающим между шкивами и ремнем.

Ременные передачи передают вращение между валами на большом расстоянии при отсутствии жестких требований к постоянству передаточного числа. Оптимальный диапазон передаточных чисел от 2 до 5, при передаваемых мощностях от 1 Вт до 5000 кВт и скоростях до 200 м/с.

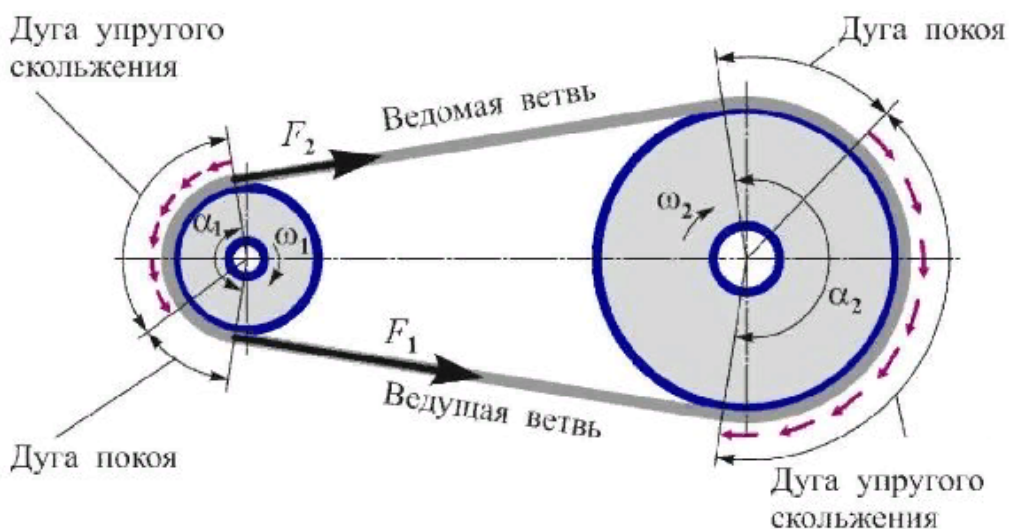


Рисунок 7.1 – Устройство ременной передачи

Достоинствами ременных передач являются: простота конструкции, низкая стоимость изготовления, плавность и безударность работы, предупреждение случайных перегрузок, возможность передачи движения на большие расстояния. К *недостаткам* относят большие габаритные размеры, невозможность обеспечения постоянства передаточного числа вследствие проскальзывания ремней, значительные нагрузки на валы и подшипники, необходимость использования натяжных устройств, низкую долговечность ремня (не более 5 000 часов непрерывной работы).

Классификация ременных передач чаще всего выполняется по расположению валов:

- *открытая* – передает движение между параллельными валами при одинаковом направлении вращения шкивов (рис. 7.2, а);
- *перекрестная* – валы передачи параллельны, но направление вращения шкивов противоположно (рис. 7.2, б);
- *полуперекрестная* – передает движение между валами, оси которых перекрещиваются в пространстве (рис. 7.2, в);
- *многошкивная с натяжным роликом* – для передачи движения нескольким параллельным валам (рис. 7.2, г).

Для нормальной работы ременной передачи чаще всего необходимо предварительное натяжение ремня, которое может быть реализовано перемещением одного из шкивов, использованием натяжных роликов или установкой двигателя на качающейся плите.

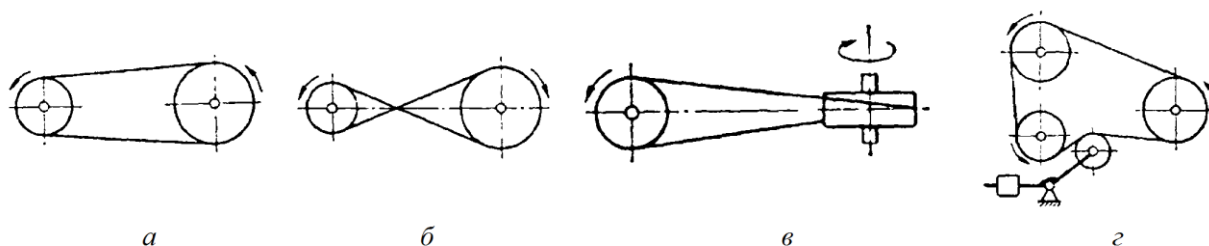


Рисунок 7.2 – Виды ременных передач: *а* – открытая; *б* – перекрестная; *в* – полуперекрестная; *г* – многошкивная

При производстве ременных передач применяют следующие типы ремней:

- *плоские* – синтетические ремни, используемые в среднескоростных передачах при скоростях до 40 м/с, которые имеют высокую прочность и долговечность (рис. 7.3, *а*);

- *клиновые* – боковые поверхности ремней являются рабочими. Благодаря клиновому эффекту ремни имеют высокую прочность и создают меньшее давление на валы и опоры (рис. 7.3, *б*);

- *поликлиновые* – ремни с кордом из стального троса для передачи значительных нагрузок (рис. 7.3, *в*);

- *круглые* – чаще всего применяются в маломощных устройствах и бытовой технике (рис. 7.3, *г*).

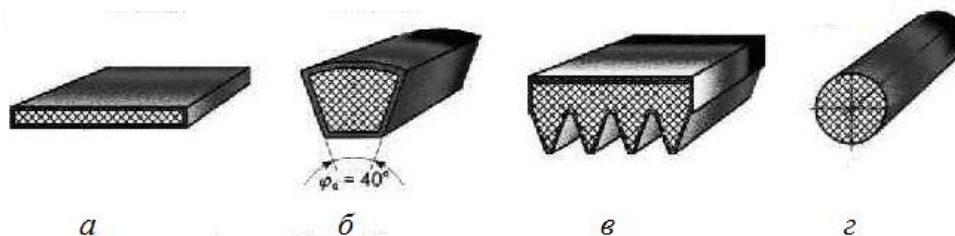


Рисунок 7.3 – Основные типы ремней: *а* – плоский; *б* – клиновый; *в* – поликлиновый; *г* – круглый

Главные требования к материалам ремней – износостойкость и прочность при циклических нагрузках, высокий коэффициент трения с материалом шкивов, малая изгибная жесткость и низкий модуль упругости.

При изготовлении шкивов плоскоремennых передачах используются *чугуны*: СЧ15 – при скоростях менее 30 м/с, модифицированный чугун – при скоростях до 35 м/с. Шкивы передач, работающих с частыми остановками, выполняются из *алюминиевых сплавов* и *пластмасс*, а для штучно изготавливаемых деталей используют сварные *стали* СтЗ.

7.2 Пример расчета ременной передачи

Выполнить расчет клиноременной передачи с передаточным числом $u_{рем} = 3,0$, если мощность на ведущем шкиве $N_1 = 1,5$ кВт, момент на ведущем шкиве $T_1 = 10,1$ Н·м, а частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1415$ мин⁻¹.

Исходные данные:

- мощность на ведущем валу $N_1 = 1,5$ кВт;
- частота вращения ведущего вала $n_1 = 1415$ мин⁻¹;
- крутящий момент на ведущем валу $T_1 = 10,1$ Н·м;
- передаточное число $u_{рем} = 3,0$.

1. Геометрический расчет передачи

По крутящему моменту на ведущем валу из табл. 7.1 выбираем ремень сечения *O*.

Таблица 7.1 – Выбор сечения ремня [8, с. 82]

	Нормального сечения			Узкого сечения		
	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>УO</i>	<i>УA</i>	<i>УB</i>
Крутящий момент T , Н·м	до 30	15 – 60	50 – 150	< 90	90 – 299	300 – 2000
Минимальный диаметр ведущего шкива D_1 , мм	63	90	125	63	90	140

Диаметр ведущего шкива находим по формуле

$$d_1' = 40 \cdot \sqrt[3]{T_1} = 40 \cdot \sqrt[3]{10,1} = 86,5 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда диаметров шкивов (табл. 7.2) выбираем $d_1 = 90$ мм.

Таблица 7.2 – Стандартный ряд диаметров шкивов [8, с. 82]

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

Тогда диаметр ведомого шкива может быть найден по формуле

$$d_2 = d_1 \cdot u_{рем} = 90 \cdot 3 = 270 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда (табл. 7.2) окончательно выбираем $d_2 = 280$ мм.

Действительное передаточное число ременной передачи

$$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{280}{90 \cdot (1 - 0,01)} = 3,11;$$

где $\varepsilon = 0,01$ – коэффициент упругого скольжения.

Межосевое расстояние предварительно принимается равным

$$a' = 1,5 \cdot (d_1 + d_2) = 1,5 \cdot (90 + 280) = 555 \text{ мм.}$$

Тогда расчетная длина ремней

$$l' = 2a' + \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 + d_2)^2}{4a'} = 2 \cdot 555 + 3,14 \cdot \frac{90 + 280}{2} + \frac{(90 + 280)^2}{4 \cdot 555} = 1110 + 580,9 + 61,7 = 1752,6 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до стандартного значения по табл. 7.3

$$l = 1\,800 \text{ мм.}$$

Таблица 7.3 – Стандартный ряд длин ремня [8, с. 82]

400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000,
2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000

Межосевое расстояние при выбранной стандартной длине ремней

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} = \frac{1}{8} \cdot (2 \cdot 1800 - 3,14 \cdot (280 + 90) + \sqrt{(2 \cdot 1800 - 3,14 \cdot (280 + 90))^2 - 8 \cdot (280 - 90)^2}) = 602,0 \text{ мм.}$$

Скорость ремней

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60\,000} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 1415}{60\,000} = 6,7 \text{ м/с.}$$

Расчетная частота пробегов ремня

$$n_{np} = \frac{1000 \cdot v}{l} = \frac{1000 \cdot 6,7}{1800} = 3,7 \text{ с}^{-1} < [n_{np}] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1},$$

где $[n_{np}]$ – предельно допустимое значение для клиновых ремней.

Угол обхвата ремнями ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{280 - 90}{602} = 162^\circ.$$

По табл. 7.4 для диаметра ведущего шкива $d_1 = 90$ мм и скорости ремня $v = 6,7$ м/с находим мощность, передаваемую одним ремнем при стандартных условиях работы – $N_0 = 0,62$ кВт.

Таблица 7.4 – Мощность, передаваемая одним ремнем [1, с. 124]

Сечение ремня	Диаметр шкива d_1 , мм	Значение N_0 , кВт при скорости v , м/с		
		3 м/с	5 м/с	10 м/с
O	63	0,31	0,49	0,82
	71	0,37	0,56	0,95
	80	0,40	0,62	1,07
	90	0,44	<u>0,62</u>	1,16
	100	0,46	0,70	1,24
	112	0,48	0,78	1,32
A	90	0,56	0,84	1,39
	100	0,62	0,95	1,60
	112	0,70	1,05	1,82
	125	0,74	1,15	2,00
	140	0,80	1,23	2,18
	160	0,85	1,32	2,35
B	125	0,92	1,39	2,26
	140	1,07	1,61	2,70
	160	1,20	1,83	3,15
	180	1,30	2,01	3,51
	200	1,40	2,15	3,79
	224	1,47	2,26	4,05

Определяем количество ремней, необходимых для передачи мощности, приходящей на быстроходный вал

$$z_1 = \frac{N_1}{N_0} = \frac{1,5}{0,62} = 2,4.$$

Для передачи указанной мощности необходимо $z = 3$ ремня.

Размеры желобков для сечения *O* находим по табл. 7.5

$$h = 7 \text{ мм}, c = 2,5 \text{ мм}, e = 12 \text{ мм}, f = 8 \text{ мм}.$$

Таблица 7.5 – Параметры шкивов для приводных клиновых ремней [1, с. 128]

Сечение	$W_p, \text{ мм}^3$	$c, \text{ мм}$	$h, \text{ мм}$	$e, \text{ мм}$	$f, \text{ мм}$	$r, \text{ мм}$
<i>O</i>	8,5	2,5	7	12	8	0,5
<i>A</i>	11	3,3	8,7	15	10	1
<i>B</i>	14	4,2	10,8	19	12,5	1
<i>B</i>	19	5,7	14,3	25,5	17	1,5
<i>Г</i>	27	8,1	19,9	37	24	2
<i>Д</i>	32	9,6	23,4	44,5	29	2

Находим внешние диаметры шкивов

$$d_{e1} = d_1 + 2c = 80 + 2 \cdot 2,5 = 85 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = d_2 + 2c = 250 + 2 \cdot 2,5 = 255 \text{ мм}$$

и ширину обода

$$B = (z - 1) \cdot e + 2f = (3 - 1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 40 \text{ мм}.$$

Расчет сил, действующих в ременной передаче

Окружная сила в ременной передаче

$$F_t = \frac{N_1}{v} = \frac{1500}{6,7} = 223,9 \text{ Н}.$$

Массу 1 м ремня сечения *O* берем из табл. 7.6

$$q = 0,06 \text{ кг/м}.$$

Таблица 7.6 – Основные размеры клиновых ремней [1, с. 128]

Основные размеры ремня, мм	Обозначение сечения ремня					
	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>
<i>a</i>	8,5	11	14	19	27	32
<i>b</i>	10	13	17	22	32	38
<i>h</i>	6	8	10,5	13,5	19	23,5
<i>y</i>	2,1	2,8	4	4,1	6,9	8,2
Площадь сечения <i>A</i> , мм ²	47	81	138	231	472	692
Масса 1 м <i>q</i> , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,30	0,60	0,90

Предварительное натяжение, необходимое для создания силы трения между ремнем и шкивами

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A = 1,6 \cdot 47 = 75,2 \text{ Н},$$

где $\sigma_0 = 1,6$ МПа – напряжение от предварительного натяжения для клиновых ремней; *A* – площадь поперечного сечения ремня, мм² (табл. 7.6).

Сила натяжения ведущей ветви одного клинового ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z} = 75,2 + \frac{223,9}{2 \cdot 3} = 112,5 \text{ Н.}$$

Сила натяжения ведомой ветви одного клинового ремня

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z} = 75,2 - \frac{223,9}{2 \cdot 3} = 37,9 \text{ Н.}$$

Сила, действующая на валы передачи

$$F_g = 2F_0 \cdot z \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 75,2 \cdot 3 \cdot \sin\left(\frac{162^\circ}{2}\right) = 445,6 \text{ Н.}$$

Проверочный расчет ременной передачи

Проверяем прочность одного клинового ремня по максимальным напряжениям:

– напряжение растяжения

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2zA} + \frac{F_1}{A} = \frac{75,2}{47} + \frac{223,9}{2 \cdot 3 \cdot 47} + \frac{112,5}{47} = 4,8 \text{ МПа;}$$

– напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{Eh}{d_1} = \frac{80 \cdot 6}{90} = 5,3 \text{ МПа,}$$

где $E = 80 \text{ МПа}$ – модуль упругости I рода материала ремня; $h = 6 \text{ мм}$ – высота поперечного сечения ремня (табл. 7.6);

– напряжение от действия центробежных сил находят только для скоростных передач ($v > 10 \text{ м/с}$) по формуле

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2,$$

где $\rho = 1 \text{ 100...1 200 кг/м}^3$ – плотность материала ремня.

Максимальное напряжение в сечении ведущей ветви

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{из} + \sigma_v = 4,8 + 5,3 + 0 = 10,1 \text{ МПа} < 12 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

7.3 Задание 7 к самостоятельной работе

Выполнить расчет клиноременной передачи с передаточным числом $u_{рем}$, если мощность на ведущем шкиве N_1 , момент на ведущем шкиве T_1 , а частота вращения ведущего шкива n_1 (табл. 7.7). Используя результаты вычислений схематически изобразить рассчитанную ременную передачу (рис. 7.4).

Таблица 7.7 – Исходные данные к заданию 7

№ вар.	N_1 , кВт	T_1 , Н·м	n_1 , об/мин	$u_{рем}$
1	2,0	40	450	2,0
2	2,2	42	600	3,5
3	2,5	44	900	4,4
4	3,0	46	750	2,2
5	3,2	48	500	3,4
6	3,7	50	450	4,1
7	1,0	52	600	2,6

№ вар.	N_1 , кВт	T_1 , Н·м	n_1 , об/мин	$u_{рем}$
1	2	3	4	5
8	1,5	54	900	3,1
9	1,8	56	750	4,4
10	0,8	58	500	2,7
11	0,9	28	480	2,5
12	1,0	26	500	2,0
13	1,1	22	550	1,5
14	1,2	20	600	2,5
15	1,3	18	650	2,7
16	1,4	16	700	2,8
17	1,5	14	750	3,2
18	1,6	12	800	3,0
19	1,7	11	850	2,4
20	2,0	10	900	2,1

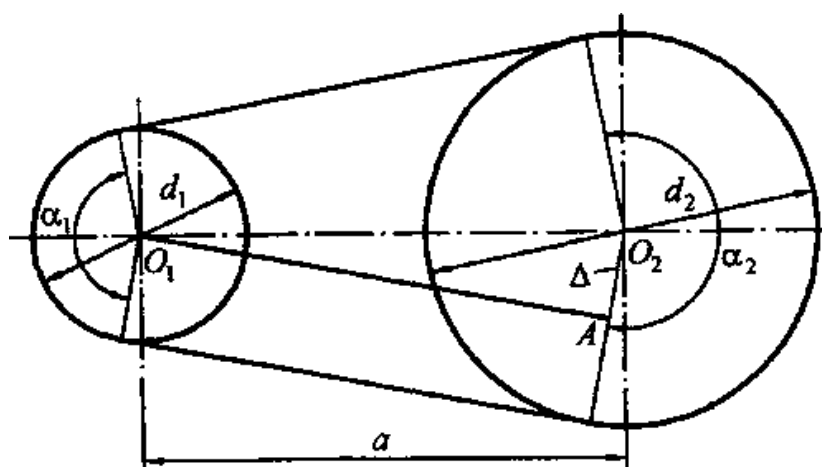


Рисунок 7.4 – Эскиз ременной передачи

РАЗДЕЛ 8. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1 Теоретические сведения

Фрикционная передача – механизм, состоящий из прижимающихся друг к другу катков и использующий силы трения для передачи движения. В процессе работы вращение ведущего катка за счет сил трения передается ведомому, при этом сила трения равна передаваемому окружному усилию. Диапазон передаточных чисел фрикционных передач лежит в интервале от 2 до 7 при оптимальных значениях $u_{фр} = 3...4$. Передаваемые мощности могут достигать 300 кВт при скоростях до 10 м/с.

Различают следующие типы фрикционных передач:

– с постоянным передаточным числом – чаще всего применяются в кинематических цепях приборов;

– *вариаторы* – позволяют бесступенчато изменять передаточное число. Используются на наименее нагруженных быстроходных ступенях машин, по конструкции делятся на простые и сдвоенные с промежуточным телом качения.

По форме катков фрикционные передачи делятся на:

– *цилиндрические* (рис. 8.1, а) – передачи с параллельными осями и катками цилиндрической формы. Применяются для передач небольших мощностей (до 10 кВт), широко используются в приборостроении;

– с катками клинчатой формы (рис. 8.1, б) – разновидность цилиндрической передачи, в которой при той же силе прижатия возникают намного большие силы трения, чем в передаче с гладкими катками;

– *конические* (рис. 8.1, в) – имеют катки конической формы, вершины конусов которых лежат в точке пересечения осевых линий. Применяются для передачи движения между пересекающимися валами.

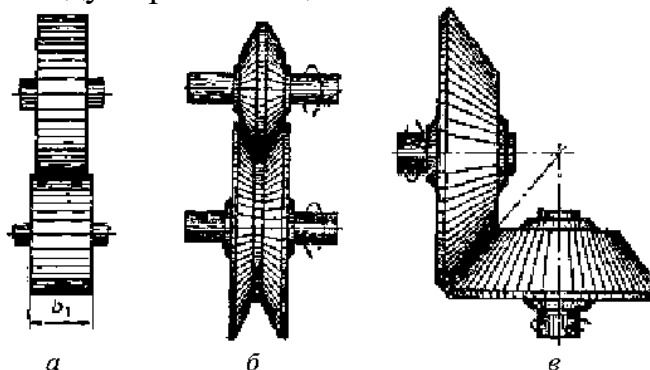


Рисунок 8.1 – Типы фрикционных передач: а – цилиндрическая; б – клинчатая; в – коническая

Достоинства фрикционных передач: простота конструкции, бесшумность и плавность работы; равномерность вращения, возможность работы на высоких скоростях и возможность бесступенчатого регулирования скорости. Кроме того, из-за проскальзывания перегрузки входного вала не передаются на выходной.

К недостаткам фрикционных передач следует отнести сравнительно низкий КПД (0,85...0,90), необходимость в специальных прижимающих устройствах, значительные нагрузки на валы и подшипники, неравномерный износ колес передачи, а также проскальзывание в передаче, не позволяющее обеспечить постоянное передаточное число.

К материалам катков фрикционных передач выдвигаются требования контактной прочности и износостойкости, высокого коэффициента трения и высокого модуля упругости, препятствующего значительной деформации площадки контакта. Наиболее распространенные сочетания материалов, применяемые в фрикционных передачах:

- закаленная сталь по закаленной стали (18Х2Н4МА, 18ХГТ, ШХ15) – для быстроходных закрытых силовых передач;
- фрикционные пластмассы, текстолит и ретинакс по стали – для малонагруженных открытых передач;
- металлокерамика (ФАБ-II) по закаленной стали – в открытых силовых передачах;
- чугун-чугун и чугун-сталь – в передачах, работающих при отсутствии смазывания;
- покрытие катков кожей или резиной для увеличения трения.

8.2 Пример расчета фрикционной передачи

Рассчитать силовую цилиндрическую фрикционную передачу с гладким ободом (рис. 8.2) из условия, что ведущее колесо передает мощность $N_1 = 2,2$ кВт при угловой скорости $\omega_1 = 60$ рад/с ведомому колесу, вращающемуся с угловой скоростью $\omega_2 = 20$ рад/с.

Исходные данные:

- мощность на валу ведущего катка $N_1 = 2,2$ кВт = 2 200 Вт;
- угловая скорость ведущего катка $\omega_1 = 60$ рад/с;
- угловая скорость ведомого катка $\omega_2 = 20$ рад/с.

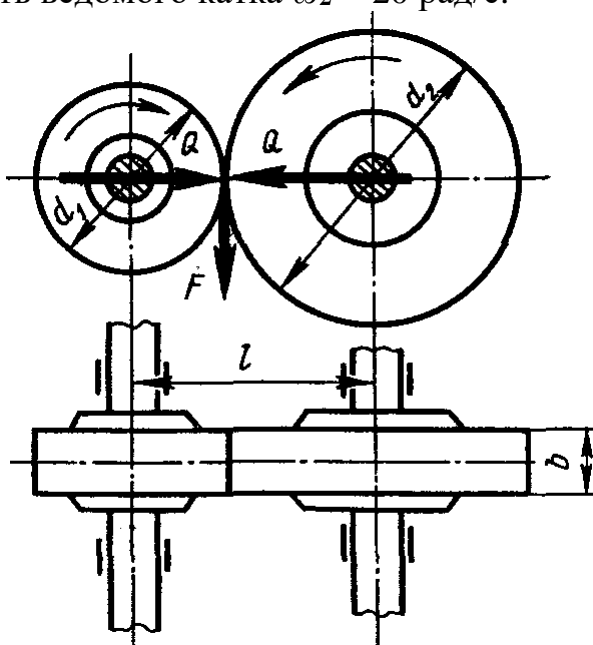


Рисунок 8.2 – Фрикционная передача с цилиндрическими колесами

Для материалов катков назначаем пару материалов текстолит-сталь 45 и находим передаточное отношение фрикционной передачи

$$u_{фр} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{60}{20} = 3.$$

Вращающий момент на ведущем катке передачи

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{2 \cdot 200}{60} = 36,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тогда момент на выходном валу передачи

$$T_2 = T_1 \cdot u_{фр} \cdot \eta_{фр} = 36,7 \cdot 3 \cdot 0,9 = 99,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определим диаметр ведущего катка передачи d_1 из условия контактной прочности по формуле:

$$d_1 = \sqrt{2 \cdot 000 \cdot \frac{\beta}{\psi \cdot f} \cdot \frac{T_1}{[q]}}. \quad (8.1)$$

Значение коэффициента запаса сцепления колес β для силовых передач лежит в интервале 1,3...2,0; для передач приборов – 2,0...3,0. В данном случае принимаем

$$\beta = 1,5.$$

Коэффициент трения по длине контактной линии f зависит от материалов колес передачи и определяется по табл. 8.1. Для пары материалов текстолит-сталь принимаем $f = 0,25$.

Таблица 8.1 – Характеристики материалов фрикционных передач [2, с. 134]

Материалы	Коэффициент трения f	Модуль упругости $E \cdot 10^5$, МПа	Допустимая удельная нагрузка $[q]$, Н/мм
Чугун-чугун и сталь-сталь	0,15–0,20	1,5 – чугун 2,2 – сталь	250 – сталь 200 – сталь
Текстолит или фибра по чугуну или стали	0,20–0,25	0,06 – текстолит, 0,4 – фибра	60 – текстолит, 40 – фибра
Кожа по чугуну или стали	0,25–0,35	0,00007 – кожа	15...25 – кожа
Дерево по чугуну или стали	0,40–0,50	0,1 – дерево	2,5...5,0 – дерево
Прорезиненная ткань по чугуну или стали	0,50–0,60	0,00008 – резина	10...30 – резина

Значение коэффициента ширины колеса

$$\psi = \frac{b}{a}$$

лежит в интервале 0,2...0,4, в данном расчете принимаем его равным

$$\psi = 0,3.$$

Допускаемое контактное напряжение сжатия определяем по менее прочному из колес пары: для текстолитового колеса $[q] = 60$ Н/мм по табл. 8.1. Поскольку колеса передачи изготовлены из разных материалов и имеют различные модули упругости, то необходимо определить приведенный модуль упругости передачи

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot 2,2}{0,06 + 2,2} = 0,12 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 12 \cdot 10^9 \text{ Па.}$$

Подставляя полученные выше значения в формулу (8.1) находим минимальный диаметр ведущего катка

$$d_{\min} = \sqrt{2000 \cdot \frac{\beta}{\psi \cdot f} \cdot \frac{T_1}{[q]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 36,7}{0,3 \cdot 0,25 \cdot 40}} = 60,6 \text{ мм.}$$

Округляем до ближайшего большего целого значения

$$d_1 = 61 \text{ мм.}$$

Диаметр большего катка находим по формуле

$$d_2 = d_1 \cdot u_{\phi p} = 61 \cdot 3 = 189 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние фрикционной передачи

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{61 + 189}{2} = 125 \text{ мм.}$$

Ширину ведущего и ведомого катков находим по формуле

$$b_1 = b_2 = \psi \cdot d_1 = 0,3 \cdot 61 = 18,3 \text{ мм.}$$

Окружная сила на катках фрикционной передачи

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 36,7}{0,061} = 1203 \text{ Н,}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 99,1}{0,189} = 1049 \text{ Н.}$$

Выполним проверочный расчет из условия обеспечения контактной прочности поверхности катков фрикционной передачи, для чего определим расчетное контактное напряжение и сравним его с предельно допустимым

$$\sigma_H = 0,836 \cdot \sqrt{\frac{1000T_1 \cdot \beta \cdot E \cdot (u_{\phi p} + 1)}{u_{\phi p} \cdot b_1 \cdot d_1^2 \cdot f}} \leq [\sigma_H]. \quad (8.2)$$

Подставив числовые значения в формулу (8.2) получаем

$$\sigma_H = 0,836 \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot 36,7 \cdot 1,5 \cdot 12 \cdot 10^9 \cdot (3 + 1)}{3 \cdot 18,3 \cdot 0,061^2 \cdot 0,25}} = 190 \text{ МПа.}$$

Таким образом, контактная прочность данной передачи может быть обеспечена при условии использования материалов с пределом контактной прочности

$$[\sigma] > 190 \text{ МПа.}$$

Задача решена.

8.3 Задание 8 к самостоятельной работе

Произвести проектный и проверочный расчет силовой цилиндрической фрикционной передачи транспортера с гладким ободом, если ведущее колесо, вращающееся с частотой n_1 , передает мощность N_1 ведомому колесу, которое вращается с частотой n_2 . Числовые значения взять из табл. 8.2.

Таблица 8.2 – Исходные данные к заданию 8

№ варианта	N_1 , кВт	n_1 , об/мин	n_2 , об/мин	Материал
1	2,0	450	90	ч-ч*
2	2,5	600	150	с-с
3	2,5	900	300	т-ч
4	3,0	750	250	т-с
5	3,2	500	125	ф-ч
6	3,5	450	250	ф-с
7	4,0	600	350	к-ч
8	4,5	900	540	к-с
9	5,0	750	400	д-ч
10	5,5	500	180	д-с
11	5,2	450	150	пт-ч
12	4,8	475	175	пт-с
13	4,4	500	200	с-с
14	3,8	525	225	т-ч
15	3,2	550	250	т-с
16	2,8	600	300	ф-ч
17	2,6	625	225	ф-с
18	2,4	650	350	к-ч
19	2,2	675	350	к-с
20	2,0	700	325	д-ч

*ч – чугун, с – сталь, т – текстолит, ф – фибра, к – кожа, д – дерево, пт – прорезиненная ткань.

РАЗДЕЛ 9. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9.1 Теоретические сведения

Цилиндрические передачи состоят из шестерни (меньшего колеса) и колеса, закрепленных на параллельных валах. Передача крутящего момента происходит за счет давления зубьев шестерни на зубья колеса. В цилиндрических передачах реализуются передаточные числа от 1 (для изменения направления вращения вала) до 6,3; передаваемая мощность может достигать до 65 000 кВт при скоростях движения до 275 м/с.

Преимуществами цилиндрических передач являются: простота в обслуживании, высокая надежность, компактность и долговечность, низкие нагрузки на валы и подшипники, высокий КПД (0,96...0,98) и постоянное передаточное число. К *недостаткам* следует отнести сложность изготовления и высокие требования к точности монтажа, шум при работе на больших скоростях, необходимость в постоянной смазке.

По конструкции колес илиндрические передачи принято делить на три типа:

– *прямозубые* (рис. 9.1, а) – наиболее распространенный тип, используемый при скоростях до 25 м/с и небольших нагрузках. Зубцы таких передач входят в контакт сразу по всей длине, поэтому они требуют высокой точности монтажа;

– *косозубые* (рис. 9.1, б) – применяются при более высоких скоростях вращения, зубцы в них входят в зацепление постепенно, что увеличивает их срок эксплуатации и обеспечивает относительную бесшумность работы. Главным недостатком таких передач является наличие осевых сил в зацеплении, которые дополнительно нагружают опорные узлы;

– *шевронные* (рис. 9.1, в) – не имеют недостатков косозубых передач, сохраняя при этом их преимущества. Однако, учитывая высокую стоимость и сложность изготовления, шевронные передачи применяют сравнительно редко – обычно только в очень ответственных узлах и для уникальных передач большой мощности.

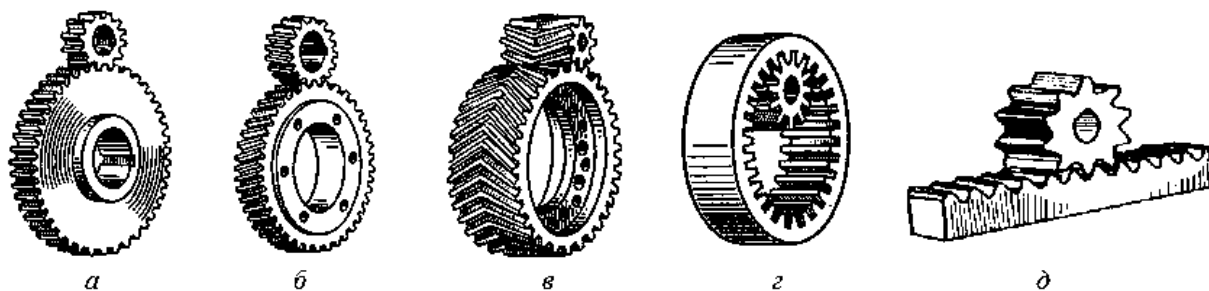


Рисунок 9.1 – Цилиндрические зубчатые передачи: а – прямозубая; б – косозубая; в – шевронная; г – с внутренним зацеплением; д – реечная

По характеру зацепления цилиндрические передачи бывают с внешним (рис. 9.1, а – в), внутренним (рис. 9.1, г), и реечным зацеплением (рис. 9.1, д), последние используются для преобразования поступательного движения во

вращательное и наоборот. Колесо реечной передачи имеет радиус, стремящийся к бесконечности.

По конструктивному исполнению передачи бывают:

– *открытые* – зубцы колес работают без смазки и не защищены от окружающей среды, поэтому основной причиной их разрушения является абразивный износ;

– *закрытые* – монтируются в специальном корпусе, их смазывание происходит с помощью масляной ванны, а главной причиной разрушения является действие контактных напряжений.

9.2 Пример расчета цилиндрической передачи

Произвести расчет цилиндрической косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора с передаточным числом $u_{цил} = 4$, если крутящий момент на быстроходном валу $T_1 = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а частота вращения быстроходного вала $n_1 = 2\,000 \text{ мин}^{-1}$.

Исходные данные:

- частота вращения ведущего вала $n_1 = 2\,000 \text{ мин}^{-1}$;
- крутящий момент на ведущем валу $T_1 = 25,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- передаточное число $u_{цил} = 4,0$.

1. Выбор материала и термообработки зубчатых колес

По табл. 9.1 выбираем материал и назначаем термообработку:

– для шестерни – сталь 35ХМ с термообработкой ТВЧ до средней твердости $HВ_1 = 300$.

– для колеса – сталь 35ХМ с улучшением до средней твердости $HВ_2 = 285$.

Таблица 9.1 – Характеристики материалов зубчатых колес [8, с. 75]

Марка стали	Термообработка	Твердость зубьев		Прочность, МПа		
		ступицы	поверхности	σ_b	σ_m	σ_{-1}
40	нормализация	163...207 HB	163...207 HB	550	320	220
45	улучшение	235...262 HB	235...262 HB	780	540	335
		269...302 HB	269...302 HB	890	650	380
40Х	улучшение	235...262 HB	235...262 HB	790	640	375
	улучшение	269...302 HB	269...302 HB	900	750	410
	закалка ТВЧ	269...302 HB	45...50 HRC	900	750	410
40ХН 35ХМ	улучшение	235...262 HB	235...262 HB	800	630	380
	улучшение	269...302 HB	269...302 HB	920	750	420
	закалка ТВЧ	269...302 HB	48...53 HRC	920	750	420
40ХНМА	улучшение и азотирование	269...302 HB	50...56 HRC	980	780	440
20Х 20ХНМ 80ХГТ	улучшение, цементация и закалка	300...400 HB	56...63 HRC	1000	800	450

По выбранным материалам далее определяют границы контактной выносливости элементов передачи:

– для шестерни $\sigma_{H\lim 1} = 2\text{HB}_1 + 70 = 2 \cdot 300 + 70 = 670$ МПа;

– для колеса $\sigma_{H\lim 2} = 2\text{HB} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640$ МПа.

Если твердость материала выражена в единицах Роквелла, то предел контактной прочности определяется по формуле

$$\sigma_{H\lim} = 17\text{HRC}.$$

Допустимые контактные напряжения для шестерни и колеса находим по формулам

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_{H1}} = \frac{670}{1,2} = 558,3 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_{H2}} = \frac{640}{1,1} = 581,8 \text{ МПа},$$

где $S_{H1} = 1,2$ – коэффициент запаса прочности при поверхностном упрочнении ТВЧ; $S_{H2} = 1,1$ – коэффициент запаса прочности при закалке.

Тогда допустимое контактное напряжение в передаче

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (558,3 + 581,8) = 513,0 \text{ МПа}.$$

Предел прочности зубьев шестерни и колеса при изгибе:

– для шестерни $\sigma_{F\lim 1} = 1,75 \cdot \text{HB}_1 = 1,75 \cdot 300 = 525$ МПа;

– для колеса $\sigma_{F\lim 2} = 1,75 \cdot \text{HB}_2 = 1,75 \cdot 285 = 498,8$ МПа.

Тогда допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_F} = \frac{525}{1,7} = 308,8 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_F} = \frac{498,8}{1,7} = 293,4 \text{ МПа},$$

где $S_F = 1,7$ – коэффициент запаса прочности при изгибе.

2. Геометрический расчет передачи

Определяем крутящий момент на тихоходном валу

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{цмл}} \cdot \eta_{\text{цмл}} \cdot \eta_{\text{под}} = 25 \cdot 4 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 95,0 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\eta_{\text{цмл}} = 0,96$ – КПД цилиндрической передачи; $\eta_{\text{под}} = 0,99$ – КПД пары подшипников.

Выбираем расчетные коэффициенты: коэффициент ширины колеса принимаем равным $\psi_{ba} = 0,4$; коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зубчатых венцов – $K_{H\beta} = 1,1$ (для симметрично расположенных колес) и коэффициент $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/2}$ – для косозубых передач (в случае цилиндрической прямозубой передачи принимают $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/2}$).

Используя данные коэффициенты находим межосевое расстояние

$$a'_{\omega} = K_a \cdot (u_{\text{цмл}} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{ba} \cdot u_{\text{цмл}}^2 \cdot [\sigma]_H^2}} = 430 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{95 \cdot 1,1}{0,4 \cdot 4^2 \cdot 513^2}} = 85,1 \text{ мм}.$$

Таблица 9.2 – Стандартные межосевые расстояния цилиндрических передач [8, с. 77]

1 ряд	40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800
2 ряд	140, 180, 225, 280, 355, 450, 560, 710, 900

Полученное значение межосевого расстояния по табл. 9.2 округляем до ближайшего стандартного $a_w = 100$ мм.

Ширину зубчатого венца колеса находим по формуле

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм.}$$

Ширину шестерни принимаем на 5 мм больше, то есть

$$b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Модуль зацепления зубьев в нормальном сечении должен находиться в пределах

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 100 = 1 \dots 2 \text{ мм.}$$

По табл. 9.3 выбираем стандартный модуль зацепления $m = 1,5$ мм.

Таблица 9.3 – Стандартные значения модуля зацепления [1, с. 62]

1 ряд	0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2 ряд	0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14

Угол наклона линии зубьев

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{\pi m}{b_2} = \arcsin \frac{3,14 \cdot 1,5}{40} = 6,8^\circ.$$

Согласно рекомендациям округляем угол наклона передачи до ближайшего целого числа $\beta = 7^\circ$. При расчете прямозубой передачи угол наклона линии зубьев $\beta = 0^\circ$.

Суммарное число зубьев передачи

$$Z'_\Sigma = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 7^\circ}{1,5} = 132,3.$$

Округляем до ближайшего целого значения $Z_\Sigma = 133$.

Скорректированное значение угла наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{m \cdot Z_\Sigma}{2a_w} = \arccos \frac{1,5 \cdot 133}{2 \cdot 100} = 4,05^\circ.$$

Находим число зубьев шестерни и колеса:

$$Z'_1 = \frac{Z_\Sigma}{u_{цил} + 1} = \frac{133}{4,0 + 1} = 26,6.$$

Принимаем ближайшее целое число $Z_1 = 27$, тогда число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 133 - 27 = 106.$$

Фактическое передаточное число цилиндрической косозубой передачи

$$u_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{106}{27} = 3,93.$$

Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 27}{\cos 4,05^\circ} = 40,6 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 106}{\cos 4,05^\circ} = 159,4 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 40,6 + 2 \cdot 1,5 = 43,6 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 159,4 + 2 \cdot 1,5 = 162,4 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин зубьев шестерни и колес

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 40,6 - 2,5 \cdot 1,5 = 36,9 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,2m = 159,4 - 2,2 \cdot 1,5 = 156,1 \text{ мм.}$$

Все найденные выше размеры используются при построении чертежа цилиндрической передачи (рис. 9.2).

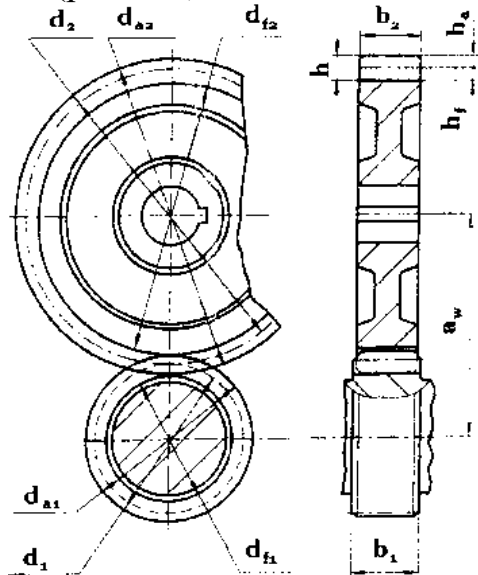


Рисунок 9.2 – Цилиндрическая зубчатая передача

3. Проверочный расчет передачи на контактную прочность

Для расчета на контактную прочность назначаем или находим следующие коэффициенты:

– коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{27} + \frac{1}{106} \right) \right] \cdot \cos 4,05^{\circ} = 1,73;$$

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

– коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\cos 20^{\circ} \cdot \sin 20^{\circ}}} = \sqrt{\frac{\cos^2 4,05^{\circ}}{\cos 20^{\circ} \cdot \sin 20^{\circ}}} = 1,76;$$

– коэффициент суммарной длины контактных линий

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \varepsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot 1,72}} = 0,782;$$

– коэффициент, учитывающий термообработку поверхностей:
 $k = 0,06$ – для улучшенной стали; $k = 0,12$ – для закалки [8, с. 14];

– степень точности колес передачи $n_{cm} = 8$;

Тогда коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями

$$K_{Ha} = K_{Fa} = 1 + k \cdot (n_{cm} - 5) = 1 + 0,06 \cdot (8 - 5) = 1,18.$$

При расчете прямозубых передач данные коэффициенты принимаются равными единице. Круговая сила в зацеплении зубчатых колес

$$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 95}{160,2} = 1186 \text{ Н},$$

Тогда удельная расчетная нагрузка:

$$W_{Ht} = \frac{F_{t2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{b_2} = \frac{1186 \cdot 1,18 \cdot 1,1}{40} = 38,5 \text{ Н/мм}$$

и расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot (u_{цил} + 1)}{d_1 \cdot u_{цил}}} = 275 \cdot 1,75 \cdot 0,782 \cdot \sqrt{\frac{38,5 \cdot (4 + 1)}{40,6 \cdot 4}} = 408,7 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 513 \text{ МПа}$$

Условие прочности по контактными напряжениями выполняется.

4. Расчет зубьев на выносливость при изгибе

Для проверки прочности зубьев шестерни и колеса при изгибе определим соответствующие расчетные коэффициенты:

– коэффициенты формы зубьев для шестерни и колеса определяем по табл. 9.4: $Y_{F1} = 3,9$ и для колеса $Y_{F2} = 3,6$;

Таблица 9.4 – Коэффициенты формы зубьев [1, с. 67]

Z	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100	160
Y_F	4,28	4,07	3,90	3,78	3,70	3,66	3,62	3,61	3,60	3,60	3,60	3,62

– коэффициент перекрытия зубьев

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{0,95 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,95 \cdot 1,72} = 0,611;$$

– коэффициент наклона зубьев:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{180^\circ} = 1 - \frac{4,05^\circ}{180^\circ} = 0,977;$$

– коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,18$;

– коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зубчатых венцов $K_{F\beta} = 1,03$.

Далее находим удельную расчетную окружную силу

$$W_{Ft} = \frac{F_{t2} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}{b_2} = \frac{1186 \cdot 1,18 \cdot 1,03}{40} = 36,0 \text{ Н/мм}.$$

Тогда расчетное напряжение изгиба в зубах шестерни и колеса

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot W_t}{m} = \frac{3,9 \cdot 0,611 \cdot 0,961 \cdot 36}{1,5} = 54,9 \leq 308,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot W_t}{m} = \frac{3,6 \cdot 0,611 \cdot 0,961 \cdot 36}{1,5} = 50,7 \leq 293,4 \text{ МПа}.$$

Оба условия выполняются с большим запасом, поэтому прочность зубьев на изгиб обеспечена.

5. Расчет сил в зацеплении

Окружные силы в зацеплении зубчатых колес

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 25}{40,6} = 1231,5 \text{ Н} - \text{ на шестерне};$$

$$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 95}{159,4} = 1192,0 \text{ Н} - \text{ на колесе.}$$

Радиальные силы в зацеплении зубчатых колес

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{1231,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 4,05^\circ} = 449,4 \text{ Н} - \text{ на шестерне;}$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{1192,0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 4,05^\circ} = 434,9 \text{ Н} - \text{ на колесе.}$$

Осевые силы в зацеплении

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1231,5 \cdot \operatorname{tg} 4,05^\circ = 87,2 \text{ Н} - \text{ на шестерне;}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1192,0 \cdot \operatorname{tg} 4,05^\circ = 84,4 \text{ Н} - \text{ на колесе.}$$

В прямозубых цилиндрических передачах осевые силы отсутствуют, то есть

$$F_{a1} = F_{a2} = 0.$$

9.3 Задание 9 к самостоятельной работе

Произвести проектный и проверочный расчет закрытой цилиндрической передачи с передаточным числом $u_{\text{цил}}$, если крутящий момент на быстроходном валу T_1 , а частота вращения быстроходного вала n_1 . Выполнить чертеж передачи по результатам расчетов, расчетные данные выбрать из табл. 9.5.

Таблица 9.5 – Исходные данные к заданию 9

№ вар.	$u_{\text{цил}}$	$n_1, \text{ об/мин}$	$T_1, \text{ Н/м}$	Тип передачи
1	2,0	450	21	цкз*
2	2,24	600	15	цпз
3	2,5	900	30	цкз
4	3,0	750	25	цпз
5	3,15	500	12	цкз
6	3,55	450	25	цпз
7	4,0	600	35	цкз
8	4,5	900	54	цпз
9	5,0	750	40	цкз
10	1,6	500	18	цпз
11	1,25	450	15	цкз
12	1,8	475	17	цпз
13	4,5	500	20	цкз
14	3,55	525	22	цпз
15	3,15	550	25	цкз
16	2,8	600	30	цпз
17	2,5	625	48	цкз
18	2,24	650	35	цпз
19	2,5	675	60	цкз
20	2,0	700	65	цпз

*цпз – прямозубая передача, цкз – косозубая передача

РАЗДЕЛ 10. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

10.1 Теоретические сведения

Конические передачи – зубчатые передачи, которые используются для передачи движения между пересекающимися валами. Чаще всего применяют ортогональные передачи с углом 90° между осями валов. По форме зубьев конические передачи делятся на:

– *прямозубые* (рис. 10.1, а) – имеют линейный контакт в зацеплении, предназначены для работы при невысоких скоростях и нагрузках;

– *с тангенциальными зубьями* (рис. 10.1, б) – имеют точечный контакт в зацеплении, что позволяет использовать их при более высоких скоростях и нагрузках;

– *с криволинейными зубьями* (рис. 10.1, в) – наиболее распространенный класс передач, их основными преимуществами являются повышенная несущая способность, бесшумность и плавность работы. Однако такие передачи сложнее в изготовлении, а потому дороже.

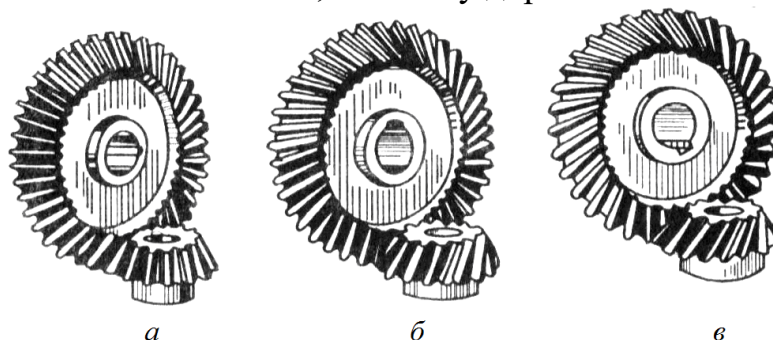


Рисунок 10.1 – Конические передачи: а – прямозубая; б – с тангенциальными зубьями; в – с криволинейными зубьями

В конических передачах шестерня чаще всего располагается консольно, поэтому из-за меньшей жесткости консольного вала и большей деформации опор усиливается неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в зацеплении. По этой причине конические передачи работают с большим шумом, чем цилиндрические.

Материалы конических колес (как и цилиндрических) должны иметь необходимую прочность при изгибе и высокую износостойкость рабочих поверхностей, чтобы противостоять истиранию, абразивному износу и срабатыванию поверхностей зубьев. Наиболее часто для изготовления цилиндрических и конических колес применяются термически обработанные стали, значительно реже – чугуны и пластмассы.

Марка и технология обработки стали назначается в зависимости от условий работы передачи и размеров колес. Для малонагруженных и средненагруженных передач редукторов общего назначения используют качественные углеродистые стали 35, 40, 45, 50, 50Г, а также легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН, 40ХНМА с твердостью НВ < 350. Для получения лучших рабочих характеристик передачи рекомендуется для шестерни назначать твердость на 10...15 НВ больше, чем у колеса. Для увеличения

твердости применяют цементацию, азотирование и поверхностную закалку токами высокой частоты (ТВЧ).

В целом, для класса конических передач характерны следующие *достоинства*:

- возможность обеспечения передачи и преобразования вращательного движения между валами с пересекающимися осями вращения;
- возможность передачи движения между валами с переменным межосевым углом при широком диапазоне его изменения;
- расширение компоновочных возможностей при разработке сложных зубчатых и комбинированных механизмов.

К *недостаткам* конических передач следует отнести более сложную технологию изготовления и сборки конических зубчатых колес и большие осевые и изгибные нагрузки на валы, вызванные консольным расположением конической шестерни.

10.2 Пример расчета конической передачи

Произвести расчет конической прямозубой передачи с передаточным числом $u_{кон} = 2,5$. Крутящий момент на быстроходном валу $T_1 = 25$ Н·м при частоте его вращения $n_1 = 1\ 000$ мин⁻¹.

Исходные данные:

- частота вращения ведущего вала $n_1 = 1\ 000$ мин⁻¹;
- крутящий момент на ведущем валу $T_1 = 25,0$ Н·м;
- передаточное число $u_{кон} = 2,5$.

1. *Выбор материала и термообработки зубчатых колес*

Крутящий момент на выходном валу передачи

$$T_2 = T_1 \cdot u_{кон} \cdot \eta_{кон} \cdot \eta_{под} = 25 \cdot 2,5 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 59,4 \text{ Н,}$$

где $\eta_{кон} = 0,96$ – КПД конической передачи; $\eta_{под} = 0,99$ – КПД пары подшипников.

По табл. 9.1 выбираем материал и назначаем термообработку материала шестерни и колеса:

- для шестерни – сталь 35ХМ с термообработкой ТВЧ до средней твердости $HB_1 = 300$.
- для колеса – сталь 35ХМ с улучшением до средней твердости $HB_2 = 285$.

По выбранным материалам далее определяем границы контактной выносливости элементов передачи:

- для шестерни $\sigma_{H\ lim1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 300 + 70 = 670$ МПа;
- для колеса $\sigma_{H\ lim2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640$ МПа.

Если твердость материала выражена в единицах Роквелла, то предел контактной прочности определяется по формуле

$$\sigma_{H\ lim} = 17HRC.$$

Допустимые контактные напряжения для шестерни и колеса находим по формулам

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim 1}}{S_{H1}} = \frac{670}{1,2} = 558,3 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{S_{H2}} = \frac{640}{1,1} = 581,8 \text{ МПа},$$

где $S_{H1} = 1,2$ – коэффициент запаса прочности при поверхностном упрочнении ТВЧ; $S_{H2} = 1,1$ – коэффициент запаса прочности при закалке.

Тогда допустимое контактное напряжение в передаче $[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (558,3 + 581,8) = 513,0 \text{ МПа}$.

Предел прочности зубьев шестерни и колеса при изгибе определяем по формулам:

– для шестерни $\sigma_{Flim1} = 1,75 \cdot HB_1 = 1,75 \cdot 300 = 525 \text{ МПа}$;

– для колеса $\sigma_{Flim2} = 1,75 \cdot HB_2 = 1,75 \cdot 285 = 498,8 \text{ МПа}$.

Тогда допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim 1}}{S_F} = \frac{525}{1,7} = 308,8 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim 2}}{S_F} = \frac{498,8}{1,7} = 293,4 \text{ МПа},$$

где $S_F = 1,7$ – коэффициент запаса прочности при изгибе.

2. Геометрический расчет конической передачи

Определяем расчетные коэффициенты:

– коэффициент отношения ширины венца к диаметру

$$\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{u_{\text{кон}}^2 + 1} = 0,166 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1} = 0,45;$$

– коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зубчатых венцов принимаем равным $K_{H\beta} = 1,2$ – для несимметрично расположенных колес.

– коэффициент, учитывающий снижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической принимаем равным $v_H = 0,85$.

Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни рассчитываем по формуле

$$d'_{e1} = 780 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot \sqrt{u_{\text{кон}}^2 + 1}}{v_H \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u_{\text{кон}}}} = 780 \cdot 3 \sqrt{\frac{25 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1}}{0,85 \cdot 0,45 \cdot 513^2 \cdot 2,5}} = 53,4 \text{ мм}.$$

По стандартному ряду размеров конических колес (табл. 10.1) принимаем

$$d_{e1} = 63 \text{ мм}.$$

Таблица 10.1 – Стандартный ряд диаметров конических колес, мм [1, с. 83]

1 ряд	50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500
2 ряд	56, 71, 90, 112, 140, 180, 225

Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности колеса рассчитываем по формуле

$$d'_{e2} = d_{e1} \cdot u_{\text{кон}} = 63 \cdot 2,5 = 157,5 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду размеров конических колес (табл. 10.1) принимаем

$$d_{e2} = 160 \text{ мм.}$$

Фактическое передаточное число конической передачи

$$u_{\phi} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{160}{63} = 2,54.$$

Принимаем число зубьев конической шестерни

$$Z_1 = 16,$$

тогда число зубьев конического колеса

$$Z_2 = u_{\text{кон}} \cdot Z_1 = 2,54 \cdot 16 = 40,6. \text{ Принимаем } Z_2 = 40.$$

Находим угол делительного конуса конического колеса

$$\delta_2 = \arctg(u_{\text{кон}}) = \arctg 2,5 = 68^\circ,$$

тогда угол делительного конуса шестерни (рис. 10.2)

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 68^\circ = 22,0^\circ.$$

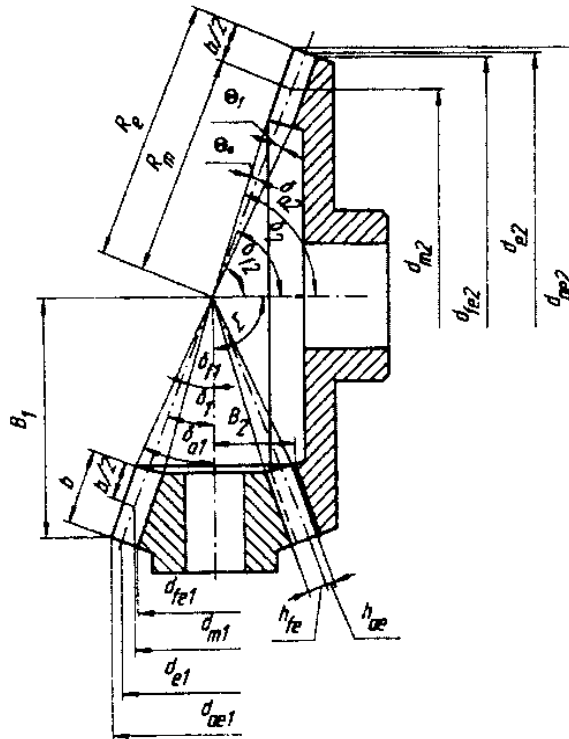


Рисунок 10.2 – Геометрические характеристики конической передача

Внешний окружной модуль

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{160}{40} = 4,0 \text{ мм.}$$

Определяем внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 \cdot d_{e1} \cdot \sqrt{u_{\text{кон}}^2 + 1} = 0,5 \cdot 63 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1} = 84,8 \text{ мм.}$$

Рабочая ширина зубчатого венца

$$b = b_1 = b_2 = R_e \cdot K_{be} = 84,8 \cdot 0,285 = 24,2 \text{ мм,}$$

где $K_{be} = 0,285$ – коэффициент ширины для конических колес.

Для ширины колес принимаем ближайшее целое значение

$$b = 25 \text{ мм.}$$

Средний модуль конической передачи

$$m_{tm} = 0,857 \quad m_{te} = 0,857 \cdot 4,0 = 3,5 \text{ мм,}$$

тогда как средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 = 63 - 25 \cdot \sin 22^\circ = 53,6 \text{ мм.}$$

3. Проверочный расчет на контактную прочность

Окружная скорость колеса

$$v = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 53,6 \cdot 1000}{60000} = 2,81 \text{ м/с.}$$

Окружная сила, действующая в конической передаче

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 \cdot 25}{53,6} = 932,8 \text{ Н.}$$

Коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{16} + \frac{1}{40} \right) = 1,6.$$

Для расчета на прочность выбираем следующие коэффициенты:

– коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев $Z_H = 1,25$ – для прямых зубьев;

– коэффициент, учитывающий механические свойства материала колес $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$;

– коэффициент, учитывающий суммарную длину линии контакта:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,6}{3}} = 0,89.$$

Удельная расчетная сила, действующая в зацеплении

$$W_{Ht} = \frac{F_{t1} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{b} = \frac{932,8 \cdot 1,2 \cdot 1,07}{25} = 47,9 \text{ Н/мм,}$$

где $k_{Hv} = 1,07$ – для колес с твердостью $HV < 350$ и скорости до 5 м/с.

Расчетное контактное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot \sqrt{u_{кон}^2 + 1}}{v_H \cdot d_{m1} \cdot u_{кон}}} = 275 \cdot 1,25 \cdot 0,89 \cdot \sqrt{\frac{47,9 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1}}{0,85 \cdot 53,6 \cdot 2,5}} = \\ &= 325,5 \text{ МПа} < 513 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Условие контактной прочности выполнено.

4. Проверочный расчет на изгибную прочность

Определим коэффициенты, необходимые для расчета зубьев передачи на прочность при изгибе:

– коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку $K_{Fv} = 1,2$;

– коэффициент $K_{F\beta} = 1,05$ – для колеса и шестерни с твердостью $HV < 350$;

– коэффициент, учитывающий снижения прочности передачи

$$V_F = 0,85 + 0,043 \cdot u_{кон} = 0,85 + 0,043 \cdot 2,5 = 0,958;$$

– коэффициент формы зуба колеса (по табл. 9.4)

$$Y_{F2} = 3,7;$$

– коэффициент перекрытия зубьев

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{0,95 \cdot \varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{0,95 \cdot 1,6} = 0,658;$$

– коэффициент наклона зубьев $Y_{\beta} = 1,0$ – для передач с прямыми зубьями. При расчете передач с круговыми зубьями принимают значение данного коэффициента $Y_{\beta} = 0,75$.

Удельная нагрузка по длине контактной линии при изгибе

$$W_{Ft} = \frac{F_{t1} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{b} = \frac{932,8 \cdot 1,05 \cdot 1,2}{25} = 47,0 \text{ Н/мм};$$

Эквивалентное число зубьев колеса определяется по формуле

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta \cdot \cos \delta_2} = \frac{40}{\cos^3 68^\circ} = 106,8.$$

Для прямозубой передачи угол наклона зубьев $\beta = 0$.

Нормальный модуль в среднем сечении

$$m_n = \frac{d_{m1}}{Z_1} \cos \beta = \frac{53,6}{16} = 3,35 \text{ мм.}$$

Определяем напряжение изгиба, действующее в зубьях передачи:

$$\sigma_F = Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot \frac{W_{Ft} \cdot Y_{F2}}{V_F \cdot m_n} = 1 \cdot 0,658 \cdot \frac{47 \cdot 3,7}{0,958 \cdot 3,35} = 35,7 \text{ МПа} < 293,4 \text{ МПа.}$$

Условие прочности на изгиб выполняется.

5. Определение сил в зацеплении

В конической передаче действуют окружные, радиальные и осевые силы. Окружные силы определяются по формулам

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_{e1}} = \frac{2000 \cdot 25}{63} = 793,6 \text{ Н,}$$

$$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_{e2}} = \frac{2000 \cdot 59,4}{160} = 742,5 \text{ Н.}$$

Радиальные силы в коническом зацеплении

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 793,6 \cdot 0,364 \cdot \cos 22^\circ = 267,8 \text{ Н;}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 742,5 \cdot 0,364 \cdot \cos 68^\circ = 101,2 \text{ Н,}$$

где $\alpha = 20^\circ$ – стандартный угол ($\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$).

Осевая сила на конической шестерне равна радиальной силе на коническом колесе, а осевая сила на коническом колесе равна радиальной силе на конической шестерне

$$F_{a1} = F_{r2} = 101,2 \text{ Н;}$$

$$F_{a2} = F_{r1} = 267,8 \text{ Н.}$$

10.3 Задание 10 к самостоятельной работе

Произвести проектный и проверочный расчет закрытой конической передачи с передаточным числом $u_{кон}$, если крутящий момент на быстроходном валу T_1 , а частота вращения быстроходного вала n_1 . Выполнить чертеж передачи по результатам расчетов, данные для расчетов выбрать из табл. 10.2.

Таблица 10.2 – Исходные данные к заданию 10

№ вар.	$u_{цил}$	n_1 , об/мин	T_1 , Н/м	Тип передачи
1	2,0	450	21	ккз*
2	2,24	600	15	кпз
3	2,5	900	30	ккз
4	3,0	750	25	кпз
5	3,15	500	12	ккз
6	3,55	450	25	кпз
7	4,0	600	35	ккз
8	4,5	900	54	кпз
9	5,0	750	40	ккз
10	1,6	500	18	кпз
11	1,25	450	15	ккз
12	1,8	475	17	кпз
13	4,5	500	20	ккз
14	3,55	525	22	кпз
15	3,15	550	25	ккз
16	2,8	600	30	кпз
17	2,5	625	48	ккз
18	2,24	650	35	кпз
19	2,5	675	60	ккз
20	2,0	700	65	кпз

*кпз – коническая прямозубая передача, ккз – коническая передача с круговыми зубьями.

РАЗДЕЛ 11. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

11.1 Теоретические сведения

Червячная передача – передача, состоящая из червяка с винтовой нарезкой и червячного колеса (рис. 11.1), движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары. Такие передачи используются для передачи движения между перекрещивающимися (обычно под углом $\theta = 90^\circ$) валами при необходимости получения значительных передаточных чисел $u_{чер} = 9 \dots 80$.

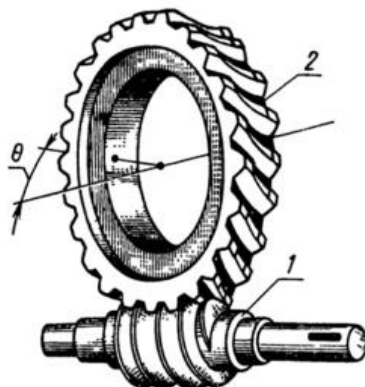


Рисунок 11.1 – Устройство червячной передачи: 1 – червяк; 2 – червячное колесо; θ – угол между осями валов

К *преимуществам* червячных передач относят возможность получения значительных передаточных чисел и точных малых перемещений, бесшумность, плавность в работе, а также способность выдерживать значительные перегрузки и обеспечивать самоторможение, что позволяет использовать их в механизмах без тормозных устройств.

Недостатками червячных передач являются относительно низкий КПД по причине высокой скорости скольжения в зоне контакта зубьев колеса с витками червяка, интенсивное выделение теплоты в зоне контакта, ускоренный износ рабочих поверхностей, необходимость применения дорогих антифрикционных материалов в венцах червячных колес, повышенные требования к точности изготовления и сборки.

По форме внешней поверхности червяка передачи бывают с цилиндрическим (рис. 11.2, *а*) и глобоидным (рис. 11.2, *б*) червяком. Для глобоидных червяков характерны более высокие КПД и несущая способность за счет увеличения линии контакта, но в то же время и большая сложность при изготовлении и сборке, а также высокая чувствительность к осевому смещению червяка.

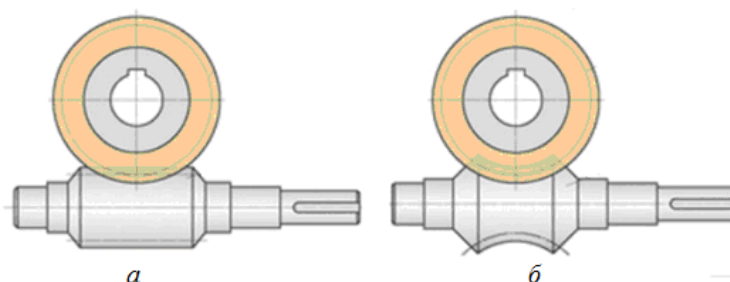


Рисунок 11.2 – Типы червяков: *а* – цилиндрический; *б* – глобоидный

По форме боковой поверхности витка передачи бывают трех типов: с архимедовым, конволютным или эвольвентным червяками. Выбор профиля витка червяка чаще всего определяется из технологических соображений. Наибольшее распространение в машиностроении получили архимедовы червяки, не требующие для изготовления специальных станков.

Направление витков червяка может быть как правым, так и левым, однако чаще всего используют червяки с правой нарезкой. Число витков червяка z_1 может составлять 1, 2 или 4, его величину выбирают в соответствии с передаточным числом передачи. Для получения минимальных габаритов передачи следует выбирать наименьшее значение Z_1 , хотя при этом КПД передачи будет минимальным.

Наличие скольжения в передаче требует использования материалов с хорошими антифрикционными свойствами, повышенной устойчивостью к износу и заеданию. Червяки изготавливают из углеродистых (40, 45) или легированных (12ХН3А, 18ХГТ, 20Х, 20ХН3А, 40Х) сталей, прошедших поверхностную термообработку до твердости 45...63 HRC с последующей шлифовкой и полировкой рабочих поверхностей.

11.2 Пример расчета червячной передачи

Выполнить расчет червячной передачи для следующих условий работы: передаваемая мощность $N_1 = 2,4$ кВт при частоте вращения червяка $n_1 = 500$ мин⁻¹. Передаточное число червячной передачи $u_{чер} = 25$, а ее коэффициент полезного действия $\eta_{чер} = 0,8$.

Исходные данные:

- передаточное число $u_{чер} = 25$;
- КПД червячной передачи $\eta_{чер} = 0,8$;
- частота вращения быстроходного вала $n_1 = 500$ мин⁻¹;
- мощность на быстроходном валу $N_1 = 2,4$ кВт.

1. Выбор материала и допускаемые напряжения

Угловая скорость вращения вала червяка

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52,3 \text{ рад/с.}$$

Определяем крутящий момент на валу червяка

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{2400}{52,3} = 45,9 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Тогда крутящий момент на выходном валу

$$T_2 = T_1 \cdot u_{чер} \cdot \eta_{чер} \cdot \eta_{под} = 45,9 \cdot 25 \cdot 0,8 \cdot 0,99 = 908,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

при частоте вращения вала червячного колеса

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{чер}} = \frac{500}{25} = 20 \text{ мин}^{-1}.$$

Для изготовления червяка принимается углеродистую сталь 45 с улучшением до твердости НВ 260. Предел контактной прочности для данной стали

$$\sigma_{H \lim 2} = 2HB + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа.}$$

Скорость скольжения в червячном зацеплении

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_2 \cdot u_{\text{чер}} \cdot \sqrt[3]{T_2} = 0,00045 \cdot 20 \cdot 25 \cdot \sqrt[3]{908,8} = 2,18 \text{ м/с.}$$

Для изготовления венца червячного колеса принимаем безоловянную бронзу БрА9Ж3Л литья в кокиль, предел прочности $\sigma_b = 500$ МПа и предел текучести $\sigma_m = 230$ МПа находим по табл. 11.1.

Таблица 11.1 – Характеристики материалов червячных колес [1, с. 107]

Материал колеса	Способ отливки	Механические свойства, МПа	
		σ_m	σ_b
Бр. ОФ 10-1	В песок	100	180
Бр. ОФ 10-1	В кокиль	150	260
Бр. А9Ж3Л	В кокиль	230	500
Бр. ОНФ	Центробежная	170	290

Самым слабым элементом в червячном зацеплении являются зубья колеса, поэтому проверка прочности проводится именно для них. Допустимые контактные напряжения в зубьях колеса червячной передачи для червячного колеса из безоловянной бронзы и стального закаленного шлифованного червяка [10, с. 42]

$$[\sigma]_H = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 2,18 = 246,3 \text{ МПа.}$$

Для других сочетаний материалов червяка и червячного колеса используют следующие соотношения:

– колесо из чугуна и закаленный червяк

$$[\sigma]_H = 200 - 35v_s;$$

– колесо из чугуна и червяк из улучшенной стали

$$[\sigma]_H = 175 - 35v_s.$$

Допустимые напряжение изгиба в зубьях колеса

$$[\sigma]_{F2} = 0,25\sigma_m + 0,08\sigma_b = 0,25 \cdot 230 + 0,08 \cdot 500 = 97,5 \text{ МПа.}$$

2. Проектный расчет червячной передачи

Для данного передаточного числа $u_{\text{чер}} = 25$ по табл. 11.2 находим число витков червяка $z_1 = 4$.

Таблица 11.2 – Передаточные числа червячных передач [1, с. 102]

1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2 ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	
z	4			2			1				

Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u_{\text{чер}} = 4 \cdot 25 = 100.$$

Определяем коэффициент диаметра червяка

$$q' = 0,25z_2 = 0,25 \cdot 100 = 25.$$

По ряду стандартных значений (табл. 11.3) окончательно принимаем

$$q = 20.$$

Таблица 11.3 – Значения модуля и коэффициента диаметра червяка [1, с. 102]

Модуль m, мм	
1 ряд	1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25
2 ряд	1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12; 14
Коэффициент диаметра червяка q	
$m = 1,6$ мм	10; 12,5; 16; 20
$m = 2 \dots 12,5$ мм	8; (10); 12,5; 16; 20
$m = 16$ мм	8; 10; 12,5; 16;
$m = 20$ мм	8; 10

Коэффициент нагрузки зависит от режима работы, степени точности передачи и скорости скольжения, для червячных передач его значение лежит в пределах $K_H = 1,1 \dots 1,2$. Приняв значение данного коэффициента

$$K_H = 1,1$$

находим предварительное межосевое расстояние

$$a'_\omega = \left(\frac{Z_2 + 1}{q} \right) \cdot \sqrt[3]{ \left[\frac{5400q}{[\sigma_H] \cdot Z_2} \right]^2 \cdot K_H \cdot T_2 } = \left(\frac{100}{20} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left[\frac{5400 \cdot 20}{246,3 \cdot 100} \right]^2 \cdot 1,1 \cdot 908,8 } = 160,7 \text{ мм.}$$

По табл 11.4 выбираем ближайшее стандартное межосевое расстояние

$$a_\omega = 160 \text{ мм.}$$

Таблица 11.4 – Межосевые расстояния червячных передач [1, с. 103]

1 ряд	50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500
2 ряд	45, 56, 71, 90, 112, 140, 180, 225, 280, 355, 450

Модуль зацепления определяется по формуле

$$m' = \frac{2a_\omega}{q + Z_2} = \frac{2 \cdot 160}{20 + 100} = 2,67 \text{ мм.}$$

По табл 11.3 находим ближайшее стандартное значение

$$m = 2,5 \text{ мм.}$$

Определим диаметры колес червячной передачи:

– делительные диаметры червяка и червячного колеса

$$d_1 = m \cdot q = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ мм,}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 100 = 250 \text{ мм;}$$

– диаметры вершин витков червяка и червячного колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 2 \cdot 2,5 = 55 \text{ мм,}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 250 + 2 \cdot 2,5 = 255 \text{ мм;}$$

– диаметры впадин витков червяка и червячного колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 50 - 2,4 \cdot 2,5 = 44 \text{ мм,}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 250 - 2,4 \cdot 2,5 = 244 \text{ мм.}$$

Длина нарезанной части червяка, подлежащая шлифованию

$$b'_1 = (11 + 0,06Z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 100) \cdot 2,5 = 42,5 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее значение из стандартного ряда $b_1 = 45$ мм.

Ширина червячного колеса

$$b_2 = 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 55 = 41,3 \text{ мм.}$$

Делительный угол подъема витков

$$\gamma = \arctg \left[\frac{Z_1}{q} \right] = \arctg \left[\frac{4}{20} \right] = 11,5^\circ.$$

Находим окружные скорости червяка и колеса

$$v_1 = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 500}{60000} = 1,3 \text{ м/с;}$$

$$v_2 = \frac{\pi d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 20}{60000} = 0,3 \text{ м/с.}$$

Полученные размеры червяка и колес используются при построении эскиза червячной передачи (рис. 11.3).

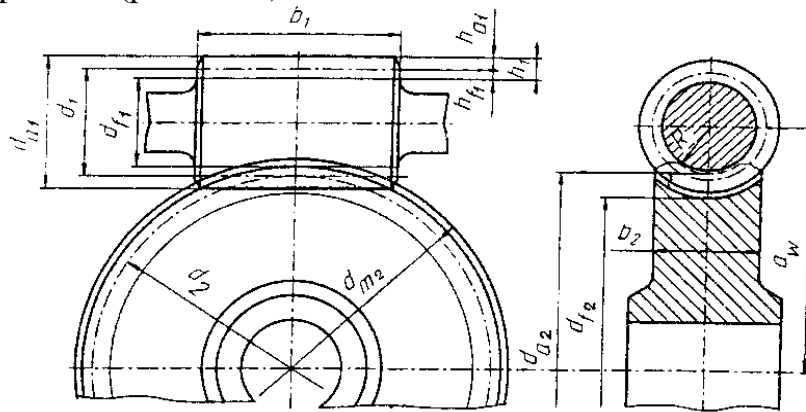


Рисунок 11.3 – Червячная передача с верхним расположением червяка

3. Силы, действующие в червячной передаче

Окружные силы определяются по формулам

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 45,9}{50} = 1836 \text{ Н;}$$

$$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 908,8}{250} = 7270,4 \text{ Н.}$$

Радиальные силы в червячной передаче равны

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 7270,4 \cdot 0,364 = 2646,4 \text{ Н,}$$

где $\alpha = 20^\circ$ – стандартный угол ($\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$).

Осевая сила на червяке равна окружной силе на червячном колесе, а осевая сила на червячном колесе равна окружной силе на червяке

$$F_{a1} = F_{t2} = 7270,4 \text{ Н и } F_{a2} = F_{t1} = 1836 \text{ Н.}$$

4. Проверочный расчет червячной передачи

Определим коэффициенты, необходимые для проверки условия контактной прочности зубьев колеса. Коэффициент деформации червяка θ выбирается по табл. 11.5 в зависимости от числа витков и коэффициента диаметра червяка.

Таблица 11.5 – Коэффициент деформации червяка [1, с. 109]

z_1	Значения θ при q , равном							
	7	8	9	10	12,5	14	16	20
1	57	72	89	108	157	190	240	349
2	45	57	71	86	125	152	190	276
4	37	47	58	70	100	123	152	220

Для данной передачи принимаем

$$\theta = 220.$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев колеса

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 = 1 + \left(\frac{100}{220} \right)^3 = 1,09;$$

Коэффициент динамичности нагрузки может быть принят равным

$$K_{HV} = 1,05$$

для девятой степени точности изготовления. Тогда уточненный коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{\nu} \cdot K_{\beta} = 1,05 \cdot 1,09 = 1,14.$$

Контактное напряжение в червячной передаче находим по формуле

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{5400}{(Z_2/q)} \cdot \sqrt{\left[\frac{1+Z_2/q}{a_{\omega}} \right]^3} \cdot T_2 \cdot K_H = \frac{5400 \cdot 20}{100} \cdot \sqrt{\left[\frac{1+100/20}{160} \right]^3} \cdot 908,8 \cdot 1,14 = \\ &= 245,9 \text{ МПа} < 246,3 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Условие прочности по контактными напряжениями выполняется.

Для проверки условия прочности при изгибе принимаем коэффициент формы зубьев колеса $Y_{F2} = 1,39$. Тогда напряжение изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{0,7 K_{\beta} \cdot K_{\nu} \cdot F_{t2} \cdot Y_{F2}}{b_2 \cdot m} = \frac{0,7 \cdot 1,09 \cdot 1,05 \cdot 7270,4 \cdot 1,39}{41,3 \cdot 2,5} = 78,4 \text{ МПа} < 97,5 \text{ МПа}.$$

Условие прочности на изгиб также выполняется.

5. Проверочный расчет червяка на жесткость

Максимальное допустимое значение прогиба червяка находится по формуле

$$[Y] = 0,005m = 0,005 \cdot 2,5 = 0,0125 \text{ мм}.$$

Приблизительное расстояние между опорами вала принимаем равным

$$L = 0,8d_2 = 0,8 \cdot 250 = 200 \text{ мм}.$$

Осовой момент инерции поперечного сечения червяка находим по формуле

$$I_0 = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 44^4}{64} = 183 \ 891 \text{ мм}^4.$$

Суммарная сила, действующая в поперечном сечении червяка, определяется по правилу параллелограмма

$$F = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2} = \sqrt{2646,4^2 + 1836^2} = 3\,221 \text{ Н.}$$

Упругий прогиб оси червяка

$$Y = \frac{FL^3}{48EI_0} = \frac{3221 \cdot 200^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 183891} = 0,0139 \text{ мм} < 0,0158 \text{ мм.}$$

Условие жесткости выполнено.

11.3 Задание 11 к самостоятельной работе

Произвести проектный и проверочный расчет червячной передачи редуктора, передающей мощность N_1 при частоте вращения быстроходного вала передачи n_1 . Передаточное число червячной передачи $u_{чер}$, а ее коэффициент полезного действия принять равным $\eta_{чер} = 0,8$, данные для расчета выбрать из табл. 11.6.

Таблица 11.6 – Исходные данные к заданию 11

№ вар.	$u_{чер}$	n_1 , об/мин	T_1 , Н/м	$\eta_{чер}$	Тип передачи
1	8	450	21	0,75	верх.*
2	9	600	15	0,76	ниж.
3	10	900	30	0,77	бок.
4	11,2	750	25	0,78	верх.*
5	12,5	500	12	0,79	ниж.
6	14	450	25	0,80	бок.
7	16	600	35	0,81	верх.*
8	18	900	54	0,82	ниж.
9	20	750	40	0,77	бок.
10	22,4	500	18	0,78	верх.*
11	25	450	15	0,75	ниж.
12	28	475	17	0,76	бок.
13	9	500	20	0,77	верх.*
14	10	525	22	0,78	ниж.
15	11,2	550	25	0,79	бок.
16	12,5	600	30	0,80	верх.*
17	14	625	48	0,81	ниж.
18	16	650	35	0,82	бок.
19	18	675	60	0,77	верх.*
20	20	700	65	0,78	ниж.

*верх. – червячная передача с верхним расположением червяка, ниж. – червячная передача с нижним расположением червяка, бок. – червячная передача с боковым расположением червяка,

РАЗДЕЛ 12. ВАЛЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

12.1 Теоретические сведения о валах

Вал – деталь, предназначенная для поддержания установленных на нем деталей и передачи крутящего момента вдоль своей оси. В процессе работы валы испытывают деформации изгиба с кручением, а при определенных условиях – еще и растяжения-сжатия.

По назначению валы машин делятся на:

– *валы передач* – детали машин и механизмов, предназначенные для передачи крутящего момента от деталей передачи вдоль своей оси;

– *коренные валы* – несут нагрузку не только от деталей передач, но и от рабочих органов машин (дисков, фрез, барабанов и т.д.). Наибольшее распространение получили коленчатые и кривошипные валы.

По своей конструкции валы бывают:

– *прямые* (рис. 12.1, а) – выполняются гладкими и ступенчатыми, последние облегчают фиксацию деталей на валу;

– *коленчатые* (рис. 12.1, б) – валы сложной формы для крепления шатунов, от которых они получают усилия и преобразуют их в крутящий момент;

– *гибкие* (рис. 12.1, в) – для передачи крутящего момента между осями, изменяющими взаимное расположение в пространстве.

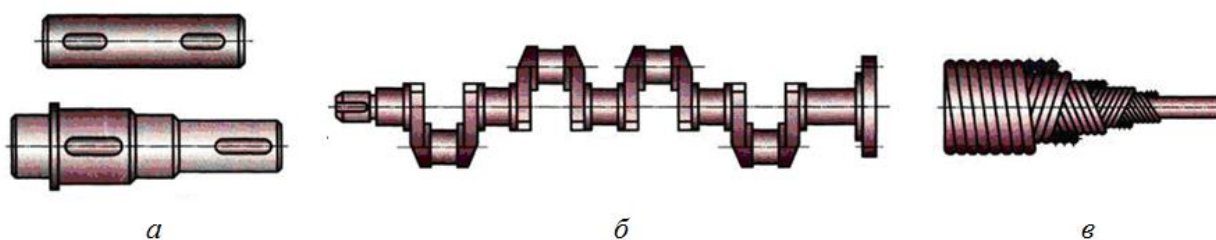


Рисунок 12.1 – Конструкции валов: а – прямая; б – коленчатая, в – гибкая

По форме поперечного сечения различают:

– *сплошные валы* – наиболее распространенный тип, который применяется при отсутствии жестких требований к массе. При кручении и изгибе центральная часть вала нагружается слабо, то есть практически не участвует в работе;

– *полые валы* – используются для уменьшения массы вала, размещения соосных валов и подачи масла, охлаждающей жидкости или воздуха.

В механических передачах редукторов применяются валы ступенчатой формы (рис. 12.2), которые имеют следующие участки:

– *цапфа* – часть вала, на которой находится опора (подшипник). Цапфа на краю вала называется *шип*, а в середине – *шейка*;

– *буртик* – круговой выступ на опорной части вала или оси, служащий для фиксации детали в осевом направлении;

– *галтель* – скругленная выемка для снижения концентрации напряжений при изменении диаметра вала;

- *фаска* – концевой участок вала, облегчающий посадку детали;
- *шлиц* – участок, предназначенный для крепления детали;
- *лыска* – плоская площадка на цилиндрической поверхности.

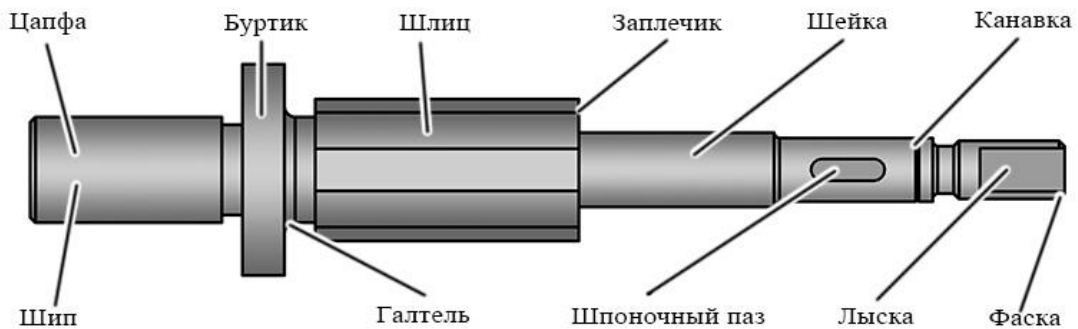


Рисунок 12.2 – Конструкция ступенчатого вала

Материалы валов и осей должны соответствовать требованиям прочности, то есть без разрушения воспринимать статические и динамические нагрузки, технологичности (хорошо обрабатываться режущим инструментом), иметь высокий модуль упругости и высокую усталостную прочность.

Основным материалом для валов и осей служат термически обработанные углеродистые и легированные стали:

- *слабонагруженные валы и оси* изготавливаются без термообработки из сталей обычного качества Ст5 и Ст6;

- валы и оси *при требованиях высокой износостойкости* производятся из качественных малоуглеродистых сталей 15 и 20 или легированных сталей 15Х, 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А. В качестве термообработки используется закалка до твердости 58...63 HRC;

- *сильнонагруженные валы* изготавливаются из среднеуглеродистых качественных сталей 40, 45 и легированных сталей 40Х, 45Х, 40ХН, улучшенных до твердости 250...320 НВ.

Расчет валов механических передач выполняется в три этапа:

1. *Эскизный проект* – предварительное определение значений диаметров и разработка первого варианта конструкции (компоновка).

2. *Расчет на статическую прочность* – уточняются диаметры валов в опасных сечениях и производится уточнение конструкции.

3. *Проверочные расчеты вала* – выполняются расчеты на усталостную прочность, жесткость и виброустойчивость.

12.2 Методика расчета валов

Расчетные схемы валов изображаются в виде балок на шарнирных опорах, нагруженных поперечными и осевыми силами, возникающими в зацеплении установленных на них зубчатых колес, от натяжения цепных и ременных передач, а также других деталей. При составлении расчетных схем валов необходимо приближенно определить расстояние между опорами и

места размещения деталей, через которые передаются на валы внешние нагрузки.

При коротких опорах вала ($l/d < 0,6$) центр опоры совмещают с серединой подшипника, а нагрузку от насаженных на вал деталей прикладывают в точке в среднем сечении по длине посадочной поверхности.

Расчетные схемы валов могут быть различными, но чаще всего их можно представить в виде статически определимых двухопорных балок. Собственный вес валов и установленных на них деталей во внимание не берут. На рис. 12.3, а показана расчетная схема цилиндрической прямозубой передачи, в которой отсутствует осевая сила. Схема на рис. 12.3, б соответствует цилиндрической косозубой и червячной передачам, а также тихоходном валу конической передачи; расчетная схема на рис. 12.3, в представляет собой быстроходный вал конической передачи.

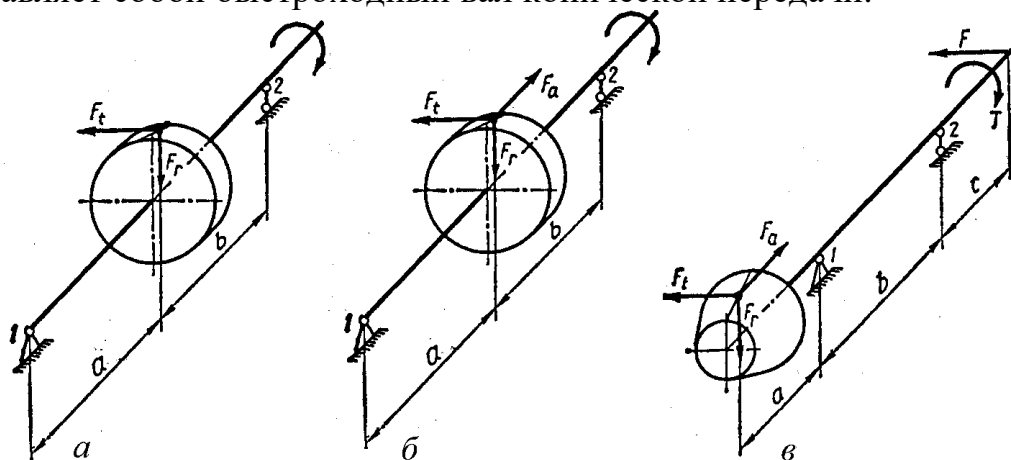


Рисунок 12.3 – Расчетные схемы валов механических передач: а – цилиндрическая прямозубая; б – цилиндрическая косозубая и червячная; в – коническая

Из рис. 12.3 видно, что валы в процессе работы испытывают растяжение, сжатие и изгиб с кручением. Постоянство по направлению поперечных сил вызывает появление в валах переменных напряжений изгиба, а постоянство по направлению осевых сил – возникновение в сечениях валов напряжений растяжения или сжатия. Касательные напряжения возникают под действием крутящего момента T , кроме того на выходной конец вала может действовать консольная сила от звездочек цепных и шкивов ременных передач.

Поскольку сечения валов находятся под действием переменных во времени нормальных и касательных напряжений, то основным критерием прочности современных валов является устойчивость к усталостному разрушению. Усталостное разрушение является причиной почти половины случаев выхода валов из строя.

Конструирование валов редукторных передач выполняется поэтапно. На первом этапе проектирования сначала выполняется эскизная компоновка редуктора, в процессе которой выбирают конструкцию вала, основные его размеры и взаимное расположение деталей, участвующих в передаче

нагрузок. Далее от реальной конструкции переходят к расчетной схеме вала и проставляют на схеме силы, действующие в зацеплении. Для механических передач – это окружные, радиальные и осевые силы. Кроме того, на концах входных и выходных валов могут действовать радиальные консольные силы со стороны шкивов ременных и звездочек цепных передач. Величину консольной силы определяют примерно:

– для быстроходных и тихоходных валов *цилиндрических и конических передач* по формуле

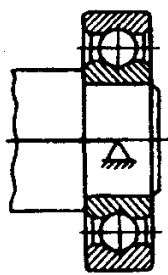
$$F_K = 125\sqrt{T}, \quad (12.1)$$

где T – крутящий момент на валу, Н·м;

– для быстроходных и тихоходных валов *червячных передач*

$$F_K = 250\sqrt{T}. \quad (12.2)$$

Силы и моменты, передаваемые от ступицы на деталь, считаются сосредоточенными и приложенными в середине ее длины. При выполнении расчетной схемы вал представляют в виде шарнирно закрепленной балки с опорами в середине подшипников (рис. 12.4).



При построении эпюр моментов используется *принцип суперпозиции* – силы рассматривают отдельно в горизонтальной и вертикальной плоскостях, также отдельно исследуют действие консольной силы. Расчет вала выполняется методами сопротивления материалов, результатом является построение трех эпюр изгибающих моментов (горизонтальных $M_{гор}$, вертикальных $M_{вер}$ и консольных M_K), а также эпюры крутящих моментов. По результатам построения определяют опасное сечение вала.

Рисунок 12.4 – Представление подшипника шарнирной опорой

На втором этапе проектирования разрабатывают конструкцию вала, для чего предварительно определяют диаметр выходного участка по условному предельному напряжению кручения $[\tau] = 15...25$ МПа.

$$d_{e1} \geq 10 \cdot 3 \sqrt{\frac{5T}{[\tau]}}. \quad (12.3)$$

Рекомендуется выбирать ступенчатую конструкцию вала (рис. 12.5) с тремя диаметрами: выходным d_1 , диаметром под подшипник d_2 и диаметром под колесо d_3 .

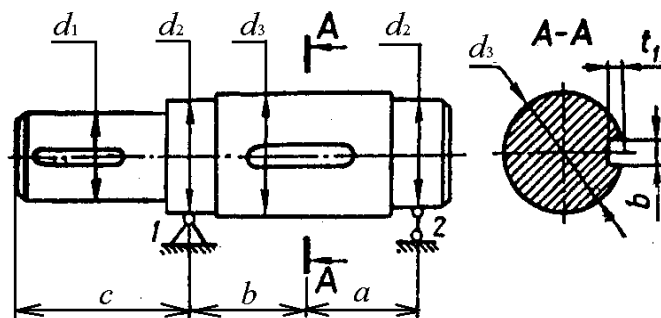


Рисунок 12.5 – Конструкция ступенчатого вала

Ступенчатая конструкция вала наиболее совершенна, поскольку в этом случае упрощается сборка соединений с натягом, предупреждаются повреждения участков с поверхностями повышенной чистоты обработки, форма вала приближается к оптимальной (брусу равной прочности). Вместе с тем, в местах изменения диаметра вала возникает концентрация напряжений, уменьшающая его прочность, усложняется технология изготовления и увеличивается расход материала. Поэтому для уменьшения концентрации напряжений переходные участки валов выполняют скругленными (галтели).

Форма выходного участка вала может быть цилиндрической или конической (рис. 12.6). Конический участок сложнее изготовить, однако конические соединения имеют большую нагрузочную способность, их легче собирать и разбирать

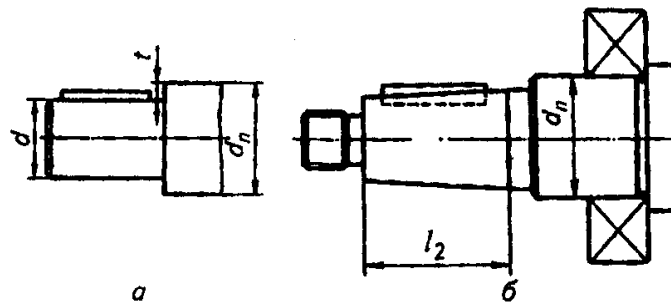


Рисунок 12.6 – Конструкции выходных участков валов

Форма и размеры шпоночных пазов зависят от типа шпонки и режущего инструмента. Наиболее распространены призматические шпонки, поскольку их пазы вызывают наименьшее концентрацию напряжений. В этом случае диаметр участка вала

$$d_{e2} = d_{e1} + 2t_2 + 0,5 \text{ мм}, \quad (12.4)$$

где t_2 – глубина паза в ступице, определяемая по табл. 5.1.

Если на валу устанавливается несколько шпонок, их следует располагать в одной плоскости, выбрав для них, если это возможно, одинаковую ширину паза. Это позволит обрабатывать пазы одним инструментом не меняя расположения вала в пространстве.

При конструировании быстроходных валов цилиндрических и конических передач целесообразно изготовление вала за одно целое с шестерней (рис. 12.7). В таком случае материал и способ термической обработки вала выбирают согласно условиям прочности зубьев шестерни.

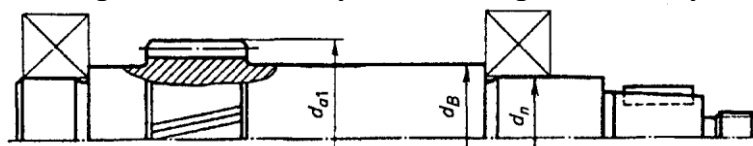


Рисунок 12.7 – Вал-шестерня цилиндрической косозубой передачи

Для изготовления валов используют углеродистые конструкционные стали 40, 45, 50 и легированную сталь 40Х. Для высоконагруженных валов применяют легированные стали 40ХН, 30ХГСА и 30ХГТ с закалкой ТВЧ.

На третьем этапе конструирования выполняют проверочный расчет вала на статическую прочность и сопротивление усталостному разрушению. Условие статической прочности состоит в непревышении эффективным напряжением $\sigma_{эф}$ предельного допускаемого $[\sigma]$

$$\sigma_{эф} = \frac{32000}{\pi d_e^3} \sqrt{M_{max}^2 + 0,75T^2} \leq [\sigma], \quad (12.5)$$

где M_{max} – максимальный изгибающий момент, Н·м; T – крутящий момент на валу, Н·м; d_e – диаметр вала, мм.

Предельное допустимое напряжение определяется по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{s_m}, \quad (12.6)$$

где σ_m – предел текучести материала, МПа; $s_m = 1,2...1,8$ – коэффициент запаса по текучести.

В расчете на сопротивление усталостному разрушению определяется коэффициент запаса по усталостному разрушению

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (12.7)$$

где $[s] = 2...2,5$ – минимальный допустимый коэффициент запаса прочности.

Коэффициенты запаса прочности по напряжениям изгиба и кручения определяются по формулам

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_{3z}}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \Psi_\tau \tau_m}, \quad (12.8)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы усталостной прочности материала при изгибе и кручении с симметричным циклом, МПа; K_σ и K_τ – коэффициенты концентрации напряжений; σ_a и τ_a – амплитуда изменения напряжений на протяжении цикла, МПа; Ψ_σ и Ψ_τ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии циклов нагрузок.

Переменная и постоянная составляющие циклов изгиба

$$\sigma_a = \frac{1000M_{max}}{W_0}; \quad \sigma_m = \frac{F_a}{A}, \quad (12.9)$$

где M_{max} – максимальный изгибающий момент в сечении, Н·м; A – площадь поперечного сечения вала, м²; W_0 – момент сопротивления сечения, мм³.

Момент сопротивления характеризует зависимость величины изгиба от формы вала, для сечения со шпоночным пазом он равен

$$W_0 = 0,1d^3 - \frac{bt_1(2d_e - t_1)^2}{2d_e}, \quad (12.10)$$

где d_e – диаметр вала, мм; b и t_1 – параметры шпонки, мм.

Переменная и постоянная составляющие циклов кручения равны друг другу, их значение находят по формуле

$$\tau_a = \tau_m = \frac{2500T}{d_e^3}. \quad (12.11)$$

12.3 Пример расчета вала механической передачи

Выполнить проектный и проверочный расчет быстроходного вала цилиндрической косозубой передачи ($\beta = 8^\circ$), если вращающий момент на валу $T_1 = 20$ Н·м, а его частота вращения $n_1 = 2\,000$ мин⁻¹. Диаметр делительной окружности шестерни $d_1 = 40$ мм; диаметр делительной окружности колеса $d_2 = 100$ мм; ширина шестерни $b_1 = 25$ мм. Материал вала – сталь 35ХМ с предельным допустимым контактным напряжением $[\sigma]_H = 660$ МПа.

Исходные данные:

- вращающий момент на валу $T_1 = 20$ Н·м;
- частота вращения вала $n_1 = 2\,000$ мин⁻¹;
- диаметр делительной окружности шестерни $d_1 = 40$ мм;
- диаметр делительной окружности колеса $d_2 = 100$ мм;
- ширина шестерни $b_1 = 25$ мм;
- предел контактной прочности $[\sigma]_H = 660$ МПа.

1. Проектный расчет вала

Определяем силы, действующие на быстроходный вал со стороны зубчатой передачи:

- окружная сила

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 20}{40} = 1\,000 \text{ Н};$$

- осевая сила

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1\,000 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ = 140 \text{ Н};$$

- радиальная сила

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{1\,000 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8^\circ} = 368 \text{ Н},$$

где $\alpha = 20^\circ$ – стандартный угол.

Также на быстроходный вал со стороны муфты действует консольная сила, которую можно определить по формуле (12.1)

$$F_k = 125 \cdot \sqrt{T_1} = 125 \cdot \sqrt{20} = 559 \text{ Н}.$$

Для быстроходного вала цилиндрической передачи выберем ступенчатую конструкцию с симметричным расположением шестерни и колеса (рис. 12.8). Расстояние между опорами вала-шестерни можно примерно определить по формуле

$$l \approx a + b \approx 0,8d_2 \approx 0,8 \cdot 100 \approx 80 \text{ мм}.$$

Поскольку шестерня и колесо расположены на валу симметрично, то

$$a = b = 40 \text{ мм} = 0,04 \text{ м}.$$

Находим диаметр выходного участка вала по формуле (12.3)

$$d_{e1} \geq 10 \cdot 3 \sqrt{\frac{5T_1}{[\tau]}} = 10 \cdot 3 \sqrt{\frac{5 \cdot 20}{20}} = 17,1 \text{ мм},$$

где $[\tau] = 20$ МПа – предельное напряжение кручения.

Округляем до ближайшего большего стандартного значения $d_{e1} = 20$ мм и для данного диаметра по табл. 4.1 назначаем призматическую шпонку

$$6 \times 6 \times 30$$

с размерами пазов в валу и ступице соответственно $t_1 = 3,5$ мм и $t_2 = 2,8$ мм, после чего проверяем ее на прочность. Условие прочности шпонки на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2000 T_1}{d_{e1} l (h - t_1)} = \frac{2000 \cdot 20}{20 \cdot 30 \cdot (6 - 3,5)} = 26,7 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 110 \text{ МПа}.$$

Условие прочности шпонки на смятие выполняется. Данное условие является достаточным, поскольку при его выполнении автоматически выполняется и условие прочности на срез

$$\tau_{ср} = \frac{2000 T_1}{d_{e1} l b} = \frac{2000 \cdot 20}{20 \cdot 30 \cdot 6} = 11,1 \text{ МПа} < [\tau_{ср}] = 80 \text{ МПа}.$$

Таким образом, выбранная шпонка соответствует условиям прочности.

Зная ее длину, можно определить длину выходного участка вала

$$c = 1,5l = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ мм}.$$

Определяем диаметр вала под подшипник d_{e2} по формуле (4.4)

$$d_{e2} = d_{e1} + 2t_2 + 0,5 = 20 + 2 \cdot 2,8 + 0,5 = 26,1 \text{ мм}.$$

Поскольку внутренние диаметры подшипников заканчиваются на 0 или 5, окончательно принимаем

$$d_{e2} = 25 \text{ мм}.$$

Тогда диаметр вала под шестерню

$$d_{e3} = d_{e2} + 5 = 25 + 5 = 30 \text{ мм}.$$

Далее строим расчетную схему (рис. 4.14).

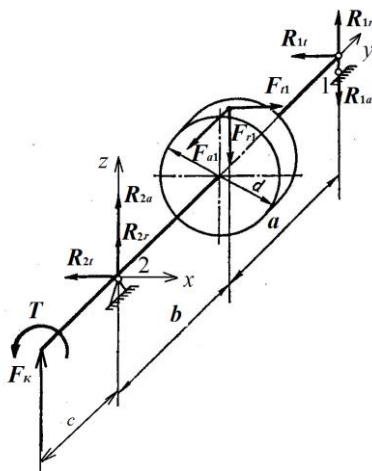
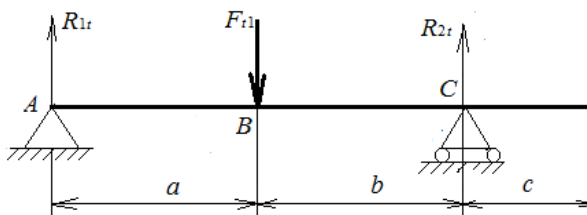


Рисунок 12.8 – Расчетная схема быстроходного вала

Быстроходный вал редуктора находится под действием сложного вида нагрузки – изгиба с кручением. Для построения эпюр отдельно рассматривают действие горизонтальной, вертикальной и консольной сил.



Строим расчетную схему для сил в горизонтальной плоскости. Активная сила F_{t1} , действуя на вал, вызывает в его опорах реакции R_{1r} и R_{2r} , которые необходимо определить (рис. 12.9).

Рисунок 12.9 – Схема горизонтальных сил

Определение неизвестных реакций выполняют методами теоретической механики, для чего составляются два уравнения равновесия системы:

– сумма внешних сил и сил реакций опор должна быть равна нулю

$$\sum_{i=1}^n Y_n = 0; \quad (12.12)$$

– сумма моментов относительно произвольной точки балки равна нулю

$$\sum_{i=1}^n M_1(Y_n) = 0. \quad (12.13)$$

В данном случае колесо симметрично расположено на валу, поэтому реакции в опорах будут равны

$$a = b \rightarrow R_{1t} = R_{2t}.$$

Определяем неизвестные реакции по (12.12)

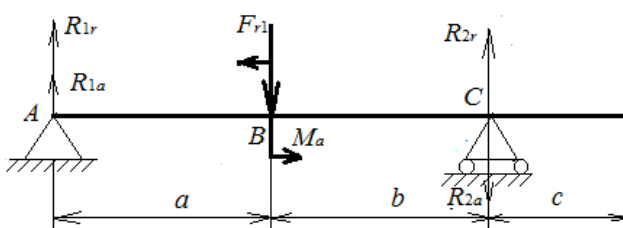
$$R_{1t} + R_{2t} - F_{t1} = 0; \quad R_{1t} = R_{2t} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{1000}{2} = 500 \text{ Н}.$$

Из сопротивления материалов известно, что изгибающие моменты в шарнирных опорах не возникают ($M_A = M_C = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$), а максимальное значение момента имеет место в точке приложения силы (посередине балки)

$$M_B = R_{1t} \cdot a = 500 \cdot 0,4 = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По результатам расчетов строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 12.12, верхняя эпюра).

Аналогичным образом найдем моменты, действующие в вертикальной плоскости (рис. 12.10). Осевая сила создает изгибающий момент M_a , из-за



которого реакции в опорах будут различны: расчет производится по наиболее нагруженной опоре, в которой совпадают направления радиальной и осевой реакций.

Рисунок 12.10 – Схема вертикальных сил

Условие равновесия (12.12) для балки будет выглядеть

$$1. \sum_{i=1}^n Y_i = 0. \quad R_{1r} + R_{1a} - F_{r1} + R_{2r} - R_{2a} = 0.$$

Переходим от отдельных сил к реакциям в опорах

$$R_1 = R_{1r} + R_{1a}; \quad R_2 = R_{2r} - R_{2a},$$

тогда первое условие равновесия принимает вид

$$R_1 - F_{r1} + R_2 = 0. \quad R_1 + R_2 = F_{r1} = 368 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент, вызванный действием осевой силы

$$M_a = F_{a1} \frac{d_1}{2} = 140 \cdot \frac{0,04}{2} = 2,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Составляем второе условие равновесия (уравнение моментов)

$$\sum_{i=1}^n M_A(F_i) = 0. \quad -F_{r1}a + R_2(a+b) + M_A = 0. \quad R_2(a+b) = F_{r1}a - M_A.$$

$$R_2 = \frac{F_{r1}a - M_A}{a+b} = \frac{368 \cdot 0,4 - 2,8}{0,4+0,4} = 180,5 \text{ Н}.$$

Подставив полученный результат в первое уравнение равновесия, найдем реакцию в наиболее нагруженной опоре

$$R_1 = 368 - R_2 = 368 - 180,5 = 187,5 \text{ Н}.$$

Как видно из полученных реакций, влияние осевой силы на характер нагрузки подшипников вала крайне незначительно.

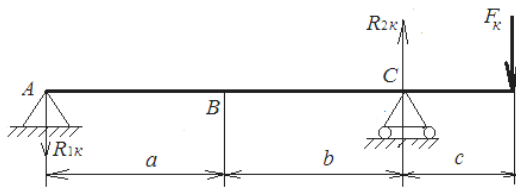
Находим моменты в характерных точках вала

$$M_A = M_C = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{B \text{ лев}} = R_1 \cdot a = 187,5 \cdot 0,4 = 75 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{B \text{ прав}} = M_{B \text{ лев}} - M_A = 75 - 2,8 = 72,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По результатам расчетов строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 12.12, эпюра $M_{\text{вер}}$).



В завершение определяем моменты, вызванные действием консольной силы. Консольная загрузка вызывает в опорах различные по величине и направлению реакции (рис. 12.11).

Рисунок 12.11 – Консольное нагружение вала

Условия равновесия данной системы

$$1. \sum_{i=1}^n Y_i = 0. \quad -R_{1K} - F_K + R_{2K} = 0; \quad R_{2K} - R_{1K} = 559 \text{ Н}.$$

Второе условие равновесия системы

$$\sum_{i=1}^n M_A(F_i) = 0. \quad -F_K(a + b + c) + R_{2K}(a + b) = 0; \quad R_{2K}(a + b) = F_K(a + b + c).$$

$$R_{2K} = \frac{F_K(a + b + c)}{a + b} = \frac{559 \cdot (0,4 + 0,4 + 0,45)}{0,4 + 0,4} = 873 \text{ Н}.$$

Подставив полученный результат в первое условие равновесия, находим реакцию в первой опоре

$$R_{1K} = R_{2K} - 559 = 873 - 559 = 314 \text{ Н}.$$

Моменты в сечениях вала

$$M_A = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad M_B = -R_{1K} \cdot a = -314 \cdot 0,4 = -125,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_C = -R_{1K} \cdot (a + b) = -314 \cdot (0,4 + 0,4) = -251,2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_D = -R_{1K} \cdot (a + b + c) + R_{2K}c = -314 \cdot (0,4 + 0,4 + 0,45) + 873 \cdot 0,45 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Последнее уравнение является проверочным, нулевой момент на краю консоли указывает на правильность вычислений.

По результатам расчетов строим эпюру изгибающих моментов в плоскости действия консольной нагрузки (рис. 12.12, эпюра $M_{\text{кон}}$). Из данных эпюр видно, что наиболее опасным является сечение под шестерней. Для него определяется суммарный изгибающий момент

$$M_{\text{изг}} = \sqrt{M_{\text{гор}}^2 + M_{\text{вер}}^2} = \sqrt{200^2 + 75^2} = 213,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Направление момента от действия консольной силы не всегда известно, поэтому при определении максимального изгибающего момента в опасном сечении вала его принимают совпадающим по направлению с $M_{\text{изг}}$

$$M_{\text{max}} = M_{\text{изг}} + M_{\text{кон}} = 213,6 + 125,6 = 339,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Для проверки вала на статическую прочность по формуле (12.5) находим эффективное напряжение

$$\sigma_{эф} = \frac{32000}{\pi d_e^3} \sqrt{M_{\max}^2 + 0,75T^2} = \frac{32000}{3,14 \cdot 30^3} \cdot \sqrt{339,2^2 + 0,75 \cdot 20^2} = 128 \text{ МПа} < 660 \text{ МПа.}$$

Напряжения в опасном сечении от различных типов деформаций:

– нормальное напряжение сжатия

$$\sigma_a = \frac{4F_{a1}}{\pi d_{e2}^2} = \frac{4 \cdot 140}{3,14 \cdot 30^2} = 0,2 \text{ МПа;}$$

– нормальное напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{32M_{\max}}{\pi d_{e2}^3} = \frac{32 \cdot 339,2}{3,14 \cdot (3 \cdot 10^{-2})^3} = 128,0 \text{ МПа;}$$

– касательное напряжение кручения

$$\tau_a = \tau_m = \frac{16T_1}{\pi d_{e2}^3} = \frac{16 \cdot 20}{3,14 \cdot (3 \cdot 10^{-2})^3} = 3,8 \text{ МПа.}$$

Пределы усталостной прочности материала определяем по формулам

$$\sigma_{-1} = 0,45[\sigma]_H = 0,45 \cdot 660 = 297 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{-1} = 0,25[\sigma]_H = 0,25 \cdot 660 = 165 \text{ МПа.}$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов со шпоночными пазами находим в зависимости от предела прочности материала по табл. 12.1.

$$K_\sigma = 1,89 \text{ и } K_\tau = 1,71.$$

Таблица 12.1 – Эффективные коэффициенты напряжений для валов [9, с. 83]

σ_e , МПа	Со шпоночным пазом, выполненным фрезой		
	торцевой K_σ	дисковой K_σ	K_τ
400	1,30	1,51	1,20
500	1,38	1,64	1,37
600	1,46	1,76	1,54
700	1,54	1,89	1,71
800	1,62	2,01	1,88
900	1,69	2,14	2,05

Определяем коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений

$$\psi_\sigma = 0,02 + 0,0002[\sigma]_H = 0,02 + 0,0002 \cdot 660 = 0,15;$$

$$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,15 = 0,075.$$

Коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров сечения вала, определяем по табл. 12.2

$$K_d = 0,89.$$

Таблица 12.2 – Коэффициенты влияния размеров поперечного сечения вала

Материал вала	K_d при диаметре сечения d , мм						
	10	20	30	40	50	70	100
Углеродистая сталь $\sigma_s = 400 \dots 500$ МПа	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70
Углеродистая или легированная сталь $\sigma_s = 500 \dots 800$ МПа	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68
Легированная сталь $\sigma_s = 800 \dots 1200$ МПа	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65

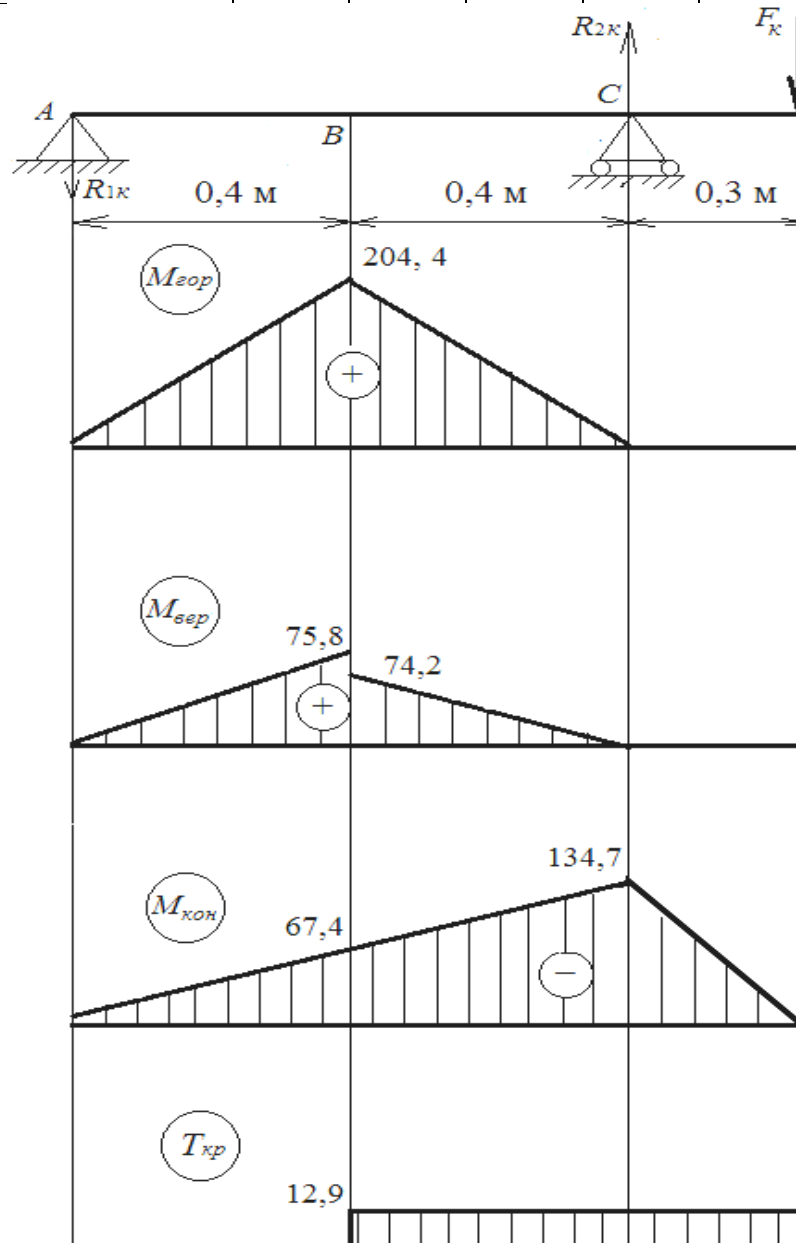


Рисунок 12.12 – Эпюры моментов, действующих на вал

По формулам (12.8) определяем коэффициент запаса прочности вала в опасном сечении по нормальным и касательным напряжениям

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_a + \Psi_{\sigma}\sigma_{изг}} = \frac{297}{1,89 \cdot 0,2 + 0,15 \cdot 128} = 15,2;$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}\tau_a + \Psi_{\tau}\tau_m} = \frac{165}{1,71 \cdot 3,8 + 0,075 \cdot 3,8} = 24$$

Общий расчетный коэффициент прочности вала в сечении под шестерней определяем по формуле (12.7)

$$s = \frac{s_{\sigma}s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{15,2 \cdot 24}{\sqrt{15,2^2 + 24^2}} = 12,8 \geq [s] = 2,5.$$

Поскольку усталостная прочность вала в опасном сечении обеспечивается, то корректировка его диаметра не требуется.

12.4 Задание 12 к самостоятельной работе

Выполнить проектный и проверочный расчет вала цилиндрической прямозубой передачи, передающей вращающий момент T_1 при частоте вращения n_1 . Диаметр делительной окружности шестерни d_1 , диаметр делительной окружности колеса d_2 , ширина шестерни b_1 . Предел контактной прочности материала вала $[\sigma]_H = 600$ МПа.

Таблица 12.3 – Исходные данные к заданию 12

№ вар.	Момент T_1 , Н·м	Частота n_1 , мин ⁻¹	Диаметры, мм		Ширина b_1 , мм
			шестерни d_1	колеса d_2	
1	22	720	25	50	25
2	24	750	27	54	27
3	25	950	29	58	29
4	30	1000	31	62	31
5	34	970	33	66	33
6	35	1440	34	102	34
7	41	1470	35	105	35
8	44	1500	36	108	36
9	45	2880	38	76	38
10	50	3000	40	120	40
11	52	720	35	140	35
12	55	750	37	75	37
13	58	950	39	78	39
14	60	1000	41	164	41
15	62	970	43	172	43
16	64	1440	44	176	44
17	66	1470	45	90	45
18	68	1500	46	92	46
19	70	2880	48	96	48
20	75	3000	50	150	50

РАЗДЕЛ 13. МУФТЫ

13.1 Теоретические сведения

Муфты – элементы приводов, предназначенные для продольного соединения вращающихся валов и передачи вращающего момента между ними. С помощью муфт соединяют соосные валы и другие детали, приближенно соосные валы и валы с нарушением идеального сопряжения.

Если соединяемые валы хорошо сцентрированы (рис. 13.1, *а*) и не испытывают деформаций в процессе работы, то для их соединения применяются *глухие* муфты. Однако в большинстве случаев имеет место осевой разбег (рис. 13.1, *б*), радиальное смещение (рис. 13.1, *в*), угловое смещение (рис. 13.1, *г*) или комбинация данных нарушений (рис. 13.1, *д*). Для устранения погрешностей взаимного расположения осей соединяемых валов применяют жесткие и упругие *компенсирующие* муфты.

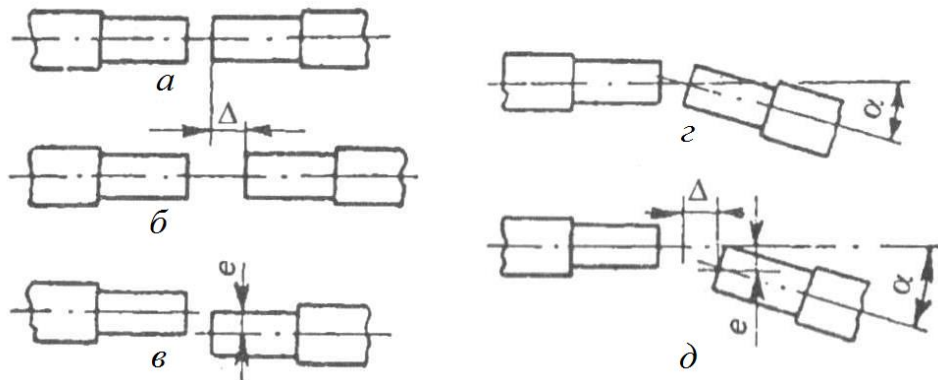


Рисунок 13.1 – Погрешности расположения осей соединяемых валов

Кроме передачи момента, муфты отдельных типов выполняют дополнительные функции:

- *предохранительные муфты* служат для ограничения величины передаваемого момента;
- *обгонные муфты* передают вращающий момент только в одном направлении;
- *цепные муфты* используются при необходимости частого включения и выключения привода;
- *комбинированные муфты* применяются в сложных условиях эксплуатации приводов.

Основные показатели, определяющие выбор муфты – диаметры соединяемых валов, расчетный вращающий момент, частота вращения и условия эксплуатации. Также учитываются инерционные свойства муфты: муфта на валу электродвигателя должна иметь минимальный маховый момент, тогда как для муфты на тихоходном валу редуктора маховый момент муфты не имеет существенного значения.

Глухие муфты используются в валах, не имеющих осевых смещений, их конструктивные разновидности – втулочные и фланцевые муфты. **Фланцевые муфты** (рис. 13.2) изготавливают из чугуна и стали, они передают вращающий момент от 16 до 40 000 Н·м. При реверсивном режиме работы с

переменными нагрузками значение номинального вращающего момента уменьшают в два раза

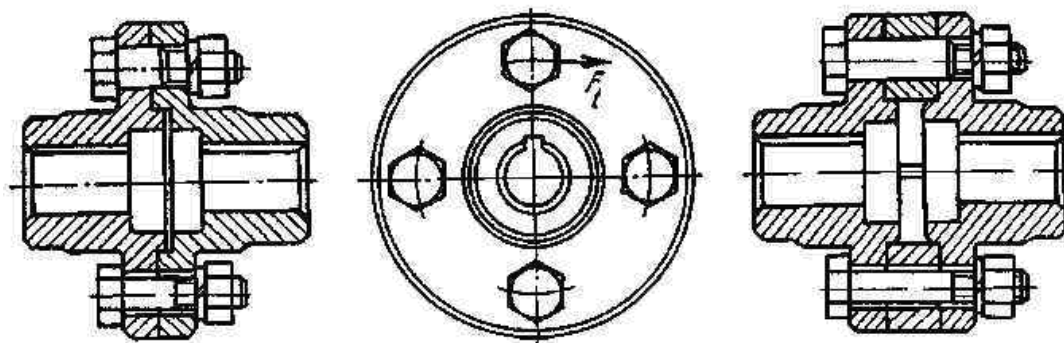


Рисунок 13.2 – Конструкция фланцевой муфты

Половина болтов, стягивающих полумуфты фланцевой муфты, устанавливается в отверстия без зазора, вторая половина – с зазором. Сами полумуфты изготавливаются в двух исполнениях: с цилиндрическими отверстиями для длинных и коротких концов валов.

Компенсирющие жесткие муфты используются при наличии погрешностей в расположении осей соединяемых валов, они делятся на зубчатые, цепные, кулачковые, карданные и т.д.

Зубчатые муфты способны компенсировать в большом диапазоне любые погрешности в соосности валов, они состоят из двух зубчатых колес и составного цилиндрического барабана (рис. 13.3). На зубчатых колесах нарезаются наружные эвольвентные зубья, а на цилиндрическом барабане – внутренние. Чтобы увеличить угол смещения осей соединяемых валов, внешние зубья колес выполняют цилиндрическими или бочкообразными.

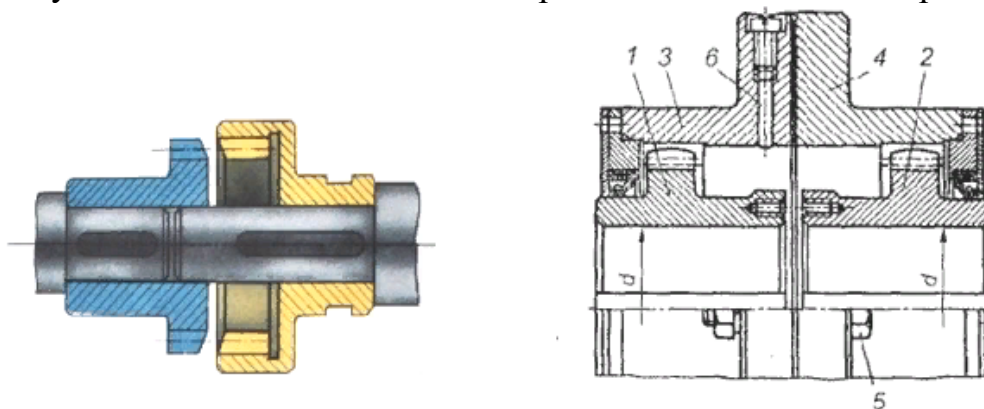


Рисунок 13.3 – Конструкция зубчатой муфты: 1, 2 – полумуфты; 3, 4 – барабаны; 5 – болт; 6 – отверстие

Все детали зубчатых муфт изготавливают из сталей 45, 45ХН, 45Л, а их зубья подвергают термической обработке до твердости HRC 45...50. Благодаря высокой компенсирующей и нагрузочной способности при малых габаритах зубчатые муфты получили очень широкое распространение.

Компенсирющие упругие муфты применяются в машинах и агрегатах, работающих в условиях широкого диапазона D изменения вращающего момента

$$D = \frac{T_{max}}{T_{min}} = 4 \dots 8.$$

Упругие элементы таких муфт предназначены для частичного демпфирования пиковых значений вращающего момента. Демпфирование – необратимое превращение потенциальной энергии деформаций в теплоту, наилучшей демпфирующей способностью обладают материалы на основе каучуков (эластомеры).

Упругие втулочно-пальцевые муфты (МУВП) получили широкое распространение в приводах с электродвигателем, они состоят из двух полумуфт, не имеющих непосредственного металлического контакта. Вращающий момент передается пальцами, жестко закрепленными на одной полумуфте, на которые надеты резиновые втулки (рис. 13.4).

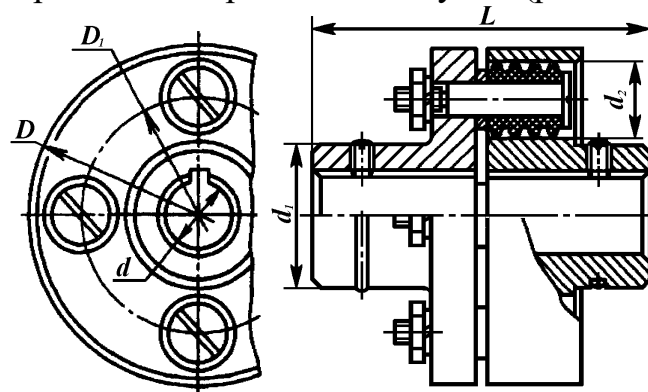


Рисунок 13.4 – Конструкция упругой втулочно-пальцевой муфты

Данные муфты используются для передачи вращающего момента в пределах от 6,3 до 16 000 Н·м при диаметрах валов от 9 до 150 мм и окружных скоростях до 30 м/с. Они допускают большой осевой разбег (до 15 мм), но малые радиальные смещения ($e \leq 0,5$ мм). Полумуфты чаще всего изготавливают из чугуна СЧ-20, материал пальцев – сталь 45, упругие элементы выполняются из резины с прочностью на разрыв не менее 8 МПа.

Размеры элементов стандартных муфт определены при достаточно большом запасе прочности, поэтому проверочный расчет при необходимости выполняется только для пальцев и втулок:

– пальцы МУВП проверяются по напряжениям изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma_u], \quad (13.1)$$

где M_u – изгибающий момент, действующий на консольно закрепленный палец, Н·м; W – момент сопротивления сечения, см³; $[\sigma_u]$ – допустимое напряжение изгиба материала пальцев, МПа;

– втулки муфты проверяют на удельное давление

$$p = \frac{F_t}{d_n l_n} \leq [p], \quad (13.2)$$

где F_t – окружная сила, действующая на диаметр расположения осей пальцев, Н; l_n и d_n – длина и диаметр пальцев, мм; $[p]$ – предельное давление, МПа.

Предохранительные муфты предназначены для отключения привода при перегрузках, возникающих в рабочих органах машины. Максимальный вращающий момент, передаваемый муфтой

$$T_{max} = T_{ном}\beta,$$

где $T_{ном}$ – номинальный вращающий момент на валу, Н·м; $\beta = 1,15 \dots 1,4$ – коэффициент запаса, зависящий от динамических характеристик машины.

Предохранительные муфты следует устанавливать на порождающих перегрузки участках кинематической цепи, но чаще всего это технологически невозможно, поэтому в реальных условиях такие муфты устанавливаются между электродвигателем и редуктором.

Существует большое количество типов предохранительных муфт, но все их можно разделить на две группы:

– *муфты без разрушающихся элементов* (кулачковые, фрикционные и т.д.), которые автоматически восстанавливают работоспособность после устранения перегрузки;

– *муфты с разрушающимися элементами* (штифтами, шпонками и шпильками), восстанавливающие работоспособность только после устранения перегрузки и замены поврежденных элементов.

13.2 Пример расчета муфты

Задача 1. Подобрать и проверить зубчатую муфту подъемного механизма, передающую мощность $N = 5$ кВт при частоте вращения вала $n = 10$ об/мин. Предельное допустимое значение напряжения смятия для материала муфты $[\sigma_{см}] = 20$ МПа.

Исходные данные:

- передаваемая мощность $N = 5$ кВт;
- частота вращения вала $n = 12$ об/мин;
- предел прочности материала муфты $[\sigma_{см}] = 20$ МПа.

Переходим от частоты вращения к угловой скорости вращения вала

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 12}{30} = 1,25 \text{ рад/с.}$$

Находим номинальный вращающий момент

$$T = \frac{N}{\omega} = \frac{5000}{1,25} = 4000 \text{ Н·м.}$$

По табл. 13.1 выбираем коэффициент безопасности муфты

$$k_{\delta} = 1,8.$$

Таблица 13.1 – Значения коэффициента безопасности для муфт [2, с. 457]

Условия работы	k_{δ}
Поломка муфты вызывает остановку машины	1,0
Поломка муфты вызывает аварию машины	1,2
Поломка муфты вызывает аварию ряда машин	1,5
Поломка муфты может привести к жертвам	1,8

Коэффициент режима работы для муфты выбираем из табл. 13.2

$$k_p = 3,0.$$

Таблица 13.2 – Значения коэффициента режима работы для муфт [1, с. 268]

Тип машины	k_p
Транспортеры ленточные	1,25–1,50
Транспортеры цепные, винтовые и скребковые	1,50–2,0
Вентиляторы	1,25–1,50
Насосы	1,50–2,0
Станки металлорежущие	1,25–1,50
Мельницы шаровые, дробилки	2,0–3,0
Краны подъемные, элеваторы	3,0–4,0

Расчетный крутящий момент определяем по формуле

$$T_p = T \cdot k_\sigma \cdot k_p = 4000 \cdot 1,8 \cdot 3 = 21\,600 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По табл. 13.3 выбираем зубчатую муфту, способную передавать вращающий момент $T_{\text{муфта}} = 25\,000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Диаметр начальной окружности находим по формуле

$$d_0 = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{260 + 200}{2} = 230 \text{ мм}.$$

Таблица 13.3 – Муфты зубчатые (ГОСТ 5006-83) [1, с. 275]

Номинальный момент, Н·м	Размеры, мм				
	D , мм	D_1 , мм	D_2 , мм	L , мм	b , мм
1 000	145	105	60	174	12
1 600	170	125	80	174	15
2 500	185	135	85	220	20
4 000	200	150	95	220	20
6 300	230	175	115	270	20
10 000	270	200	145	340	25
16 000	300	230	175	345	30
25 000	330	260	200	415	30
40 000	410	330	230	415	35
63 000	470	390	290	500	40

Проверяем выбранную муфту по условиям износостойкости

$$\sigma_{см} = \frac{T_p}{0,9bd_0^2} = \frac{21\,600}{0,9 \cdot 0,03 \cdot 0,23^2} = 15,1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 15,1 \text{ МПа} < 20 \text{ МПа}.$$

Данная муфта удовлетворяет условиям работы.

Задача 2. Подобрать и проверить упругую втулочно-пальцевую муфту, соединяющую вал электродвигателя с валом редуктора привода ленточного транспортера и передающую мощность $N = 7,5 \text{ кВт}$ при частоте вращения вала электродвигателя $n = 950 \text{ об/мин}$. Материал пальцев муфты – сталь 45 с предельным допускаемым напряжением $[\sigma] = 20 \text{ МПа}$, допускаемое удельное давление для резиновых колец $[p] = 8 \text{ МПа}$.

Исходные данные:

- передаваемая мощность $N = 7,5$ кВт;
- частота вращения вала $n = 950$ об/мин;
- пределы прочности пальцев муфты $[\sigma] = 20$ МПа и $[p] = 8$ МПа.

Переходим от частоты вращения вала к его угловой скорости

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 950}{30} = 99,4 \text{ рад/с.}$$

Находим номинальный вращающий момент

$$T = \frac{N}{\omega} = \frac{7500}{99,4} = 75,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

По табл. 13.1 и 13.2 выбираем коэффициенты безопасности и режима работы муфты

$$k_{\sigma} = 1,0 \text{ и } k_p = 1,5$$

и определяем расчетный момент

$$T_p = T \cdot k_{\sigma} \cdot k_p = 75,5 \cdot 1,0 \cdot 1,5 = 113,3 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

По табл. 13.4 выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту, способную передавать вращающий момент $T_{\text{муфта}} = 125$ Н·м.

Таблица 13.4 – Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21424-93) [1, с. 281]

Номинальный момент, Н·м	D , мм	D_1 , мм	Число пальцев z	Размеры, мм		
				d_n	d_e	l_2
31,5	90	63	4	10	20	20
63	100	71	6	10	20	20
125	125	90	4	20	28	28
250	140	105	6	20	28	28
500	170	130	8	20	28	32
1 000	210	160	8	30	36	40

Данная муфта имеет $z = 4$ пальца диаметром $d_n = 20$ мм, упругая втулка муфты имеет диаметр $d_e = 28$ мм, пальцы расположены по окружности $D_1 = 90$ мм. Длина втулки численно равно длине пальца

$$l_n = 0,85l_2 = 0,85 \cdot 28 = 23,8 \text{ мм}$$

Сила, действующая на пальцы муфты

$$P = \frac{2T_p}{D_1} = \frac{2 \cdot 113,3}{0,09} = 2518 \text{ Н.}$$

Проверяем выбранную муфту по условиям прочности на изгиб пальцев

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{Pl_n}{2zW} = \frac{Pl_n}{2z} \cdot \frac{32}{\pi d_n^3} = \frac{2518 \cdot 0,0238 \cdot 16}{4 \cdot 3,14 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^3} = 9,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 9,5 \text{ МПа} < 20 \text{ МПа};$$

и прочности резиновых колец

$$p = \frac{2T_p}{zD_1 l d_n} = \frac{2 \cdot 113,3}{4 \cdot 9 \cdot 10^{-2} \cdot 2,38 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 10^{-2}} = 1,32 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,32 \text{ МПа} < 8 \text{ МПа.}$$

Выбранная муфта удовлетворяет условиям работы.

13.3 Задание 13 к самостоятельной работе

Варианты 1-10

Подобрать и проверить зубчатую муфту подъемного механизма, передающую мощность N при частоте вращения вала n . Предельное допустимое значение напряжения смятия для материала муфты $[\sigma_{см}]$.

<i>№ вар.</i>	<i>Мощность на валу N, кВт</i>	<i>Частота n, мин⁻¹</i>	<i>Напряжение смятия $[\sigma]_{см}$, МПа</i>
1	12	7,2	25
2	14	7,5	27
3	15	9,5	29
4	20	10	31
5	24	9,7	33
6	25	14	34
7	21	17	25
8	24	15	26
9	25	18	28
10	10	20	20

Варианты 11-20

Подобрать и проверить упругую втулочно-пальцевую муфту, соединяющую вал электродвигателя с валом редуктора привода ленточного транспортера и передающую мощность N при частоте вращения вала электродвигателя n . Материал пальцев муфты – сталь с предельным допускаемым напряжением $[\sigma]$, допускаемое удельное давление для резиновых колец $[p] = 3$ МПа.

<i>№ вар.</i>	<i>Мощность на валу N, кВт</i>	<i>Частота n, мин⁻¹</i>	<i>Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа</i>
11	2,0	720	20
12	4,0	750	25
13	5,5	950	30
14	7,5	1000	35
15	11,0	970	40
16	2,0	1440	20
17	4,0	1470	25
18	5,5	1500	30
19	7,5	2880	35
20	11,0	3000	40

РАЗДЕЛ 14. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРНЫХ ПРИВОДОВ

14.1 Теоретические сведения

Привод – устройство для приведения в действие рабочего органа машины за счет передачи к нему энергии. Наибольшее распространение получили электромеханические приводы, в которых энергия передается от электродвигателя при помощи открытых и закрытых механических передач.

В общем случае привод может включать электродвигатель, передачи с гибкими связями (цепные и ременные), редуктор и муфты. Достоинствами приводов являются их простота, дешевизна и достаточно высокий коэффициент полезного действия.

Электромеханические приводы делятся на следующие типы:

- *групповой* (рис. 14.1, а) – от одного двигателя приводится в действие несколько рабочих органов. Такой привод имеет большие габариты и наименьший КПД;

- *индивидуальный* (рис. 14.1, б) – используется в приводах машин с одним рабочим органом;

- *многодвигательный* (рис. 14.1, в) – используют в приводах машин, потребляющих большое количество энергии, где каждый рабочий орган питается отдельным двигателем.

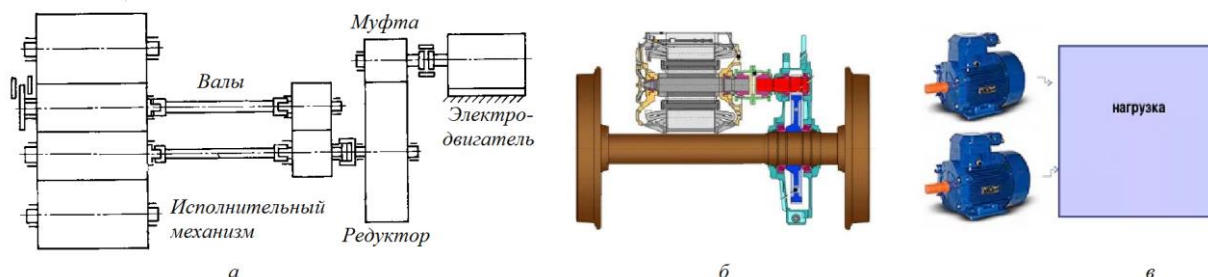


Рисунок 14.1 – Типы электромеханических приводов: а – групповой; б – индивидуальный; в – многодвигательный

Требуемая мощность на валу исполнительного механизма (на выходе привода) обычно задается в техническом задании. Если она не задана в явном виде, ее находят по одной из формул

$$P_{\text{вых}} = F_{\text{вых}} v_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \omega_{\text{вых}} = \frac{T_{\text{вых}} n_{\text{вых}}}{9550}, \quad (14.1)$$

где $F_{\text{вых}}$ и $T_{\text{вых}}$ – сила и крутящий момент на выходном валу привода; $n_{\text{вых}}$, $v_{\text{вых}}$ и $\omega_{\text{вых}}$ – частота вращения, линейная и угловая скорость вращения выходного вала привода.

Требуемая мощность на входе привода определяется через его общий КПД (произведение КПД отдельных элементов η_i)

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (14.2)$$

по формуле

$$P' = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}}. \quad (14.3)$$

По полученному значению выбирается мощность электродвигателя как ближайшее большее значение из стандартного ряда мощностей. Допускается принятие меньшего значения мощности, при условии, что перегрузка двигателя не превысит 5%

$$\Delta P = \frac{P_1 - P_{эд}}{P_1} \cdot 100\% \leq 5\%. \quad (14.4)$$

Электродвигатели производят на четыре синхронные частоты вращения: 750, 1000, 1500 и 3000 об/мин. Увеличение частоты приводит к увеличению размеров и массы электродвигателя, поэтому рекомендуется выбирать двигатель с минимальной достаточной частотой вращения.

После выбора электродвигателя выполняется разбивка общего передаточного числа привода по его элементам, изменяющим силовые и кинематические характеристики движения. Если в приводе присутствуют передачи с гибкими связями (цепная или ременная), то для них назначается передаточное число, которое, по возможности, должно находиться в диапазоне оптимальных значений

$$u_{цеп} = 2 \dots 5, u_{рем} = 2 \dots 4.$$

Далее определяется передаточное число редуктора, а для многоступенчатых редукторов производится его разбивка по ступеням.

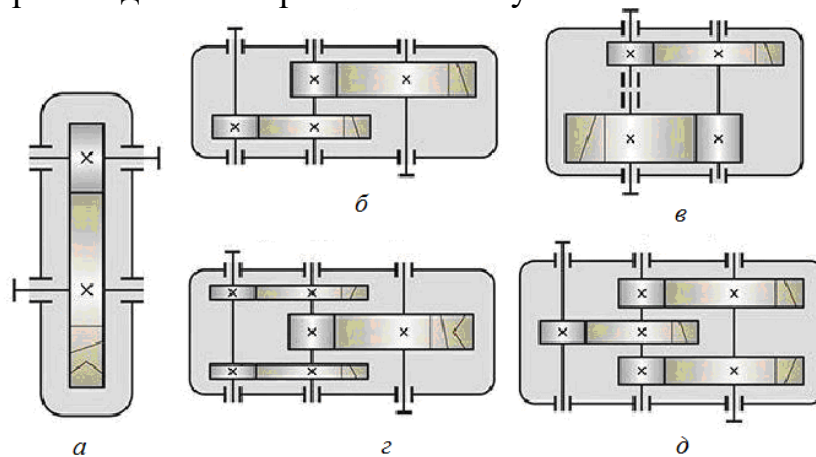


Рисунок 14.2 – Цилиндрические редукторы: а – одноступенчатый, б–д – двухступенчатые

Если в схеме привода имеется *одноступенчатый цилиндрический* (рис. 14.2, а) или конический редуктор, то его передаточное число не должно превышать 6,3. Для двухступенчатых редукторов разбивка передаточного числа по ступеням выполняется по следующим формулам:

– для редукторов, выполненных по развернутой схеме (рис. 14.2, б), а также с раздвоением мощности на быстроходном (рис. 14.2, в) или тихоходном (рис. 14.2, д) валу

$$u_{б} = \sqrt[3]{u_{ред}^2}, \quad u_m = \frac{u_{ред}}{u_{б}}; \quad (12.5)$$

– для соосных редукторов

$$u_{\sigma} = u_m = \sqrt{u_{ред}} \quad (14.6)$$

Для комбинированных редукторов применяют следующие формулы:

– коническо-цилиндрический редуктор

$$u_{\sigma} = 0,90 \dots 0,95 \sqrt{u_{ред}} \quad (14.7)$$

– червячно-цилиндрический и цилиндрическо-червячный редуктор

$$u_{цил} = 2 \dots 4; u_{чер} = \frac{u_{ред}}{u_{цил}} \quad (14.8)$$

– двухступенчатый червячный

$$u_{\sigma} = u_m = \sqrt{u_{ред}} \quad (14.9)$$

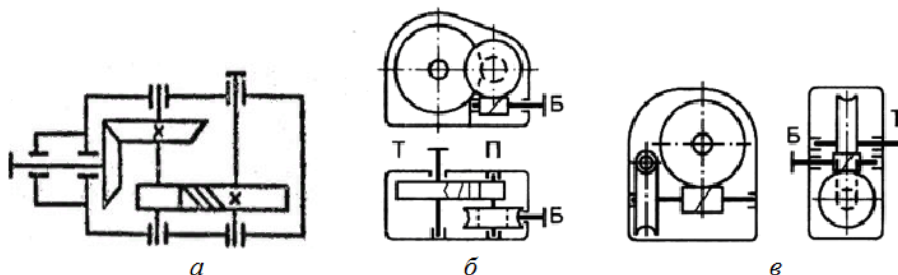


Рисунок 14.3 – Схемы двухступенчатых редукторов: *а* – коническо-цилиндрический; *б* – червячно-цилиндрический; *в* – червячно-червячный

На заключительном этапе выполняется два вида расчетов привода:

– *кинематический* – состоит в определении кинематических характеристик привода, а именно частот вращения n_i и угловых скоростей ω_i всех валов привода;

– *силовой* – состоит в определении силовых характеристик привода, а именно мощностей P_i и крутящих моментов T_i на каждом из валов.

14.2 Пример кинематического и силового расчета привода

Выполнить кинематический и силовой расчет привода ленточного транспортера (рис. 14.4), если окружное усилие на барабане исполнительного механизма $F_t = 7$ кН, окружная скорость барабана $v = 0,35$ м/с и диаметр барабана $D = 300$ мм.

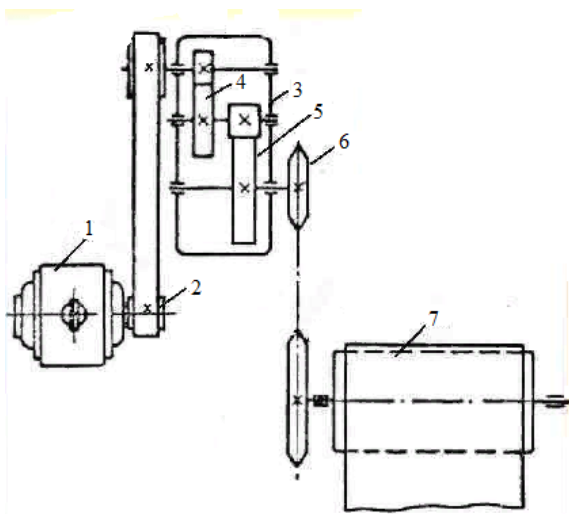


Рисунок 14.4 – Привод ленточного транспортера: 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – двухступенчатый цилиндрический редуктор; 4 – цилиндрическая быстроходная ступень; 5 – ступень цилиндрическая тихоходная; 6 – цепная

передача; 7 – барабан исполнительного механизма

Исходные данные:

- окружное усилие на барабане $F_t = 7 \text{ кН} = 7\,000 \text{ Н}$;
- окружная скорость барабана $v = 0,35 \text{ м/с}$;
- диаметр барабана $D = 300 \text{ мм}$.

По формуле (14.1) находим требуемую мощность на выходе привода

$$N_{\text{вых}} = F_{\text{вых}} v_{\text{вых}} = 7\,000 \cdot 0,35 = 2\,450 \text{ Вт} = 2,45 \text{ кВт.}$$

КПД данного привода равен произведению КПД последовательно включенных передач и других узлов, рассеивающих мощность

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{цил}}^2 \cdot \eta_{\text{под}}^4 = 0,95 \cdot 0,94 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^4 = 0,807,$$

где $\eta_{\text{рем}} = 0,95$ – КПД ременной передачи; $\eta_{\text{цеп}} = 0,94$ – КПД цепной передачи; $\eta_{\text{цил}} = 0,97$ – КПД цилиндрической передачи и $\eta_{\text{под}} = 0,99$ – КПД пары подшипников согласно табл. 14.1.

Таблица 14.1 – Значения основных параметров элементов привода [9, с. 46-48]

Тип передачи/узла	Передаточное число	КПД
Цилиндрическая	до 6,3	0,95...0,98
Коническая	до 5	0,94...0,97
Червячная	8...80	0,70...0,90
Цепная	до 8	0,92...0,96
Ременная	до 6	0,94...0,97
Фрикционная	до 7	0,90...0,95
Муфта	-	0,98
Пара подшипников	-	0,99

Требуемая (расчетная) мощность электродвигателя

$$N' = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{2,45}{0,807} = 3,03 \text{ кВт.}$$

Мощность двигателя выбираем по табл. 14.2.

Таблица 14.2 – Технические данные трехфазных асинхронных электрических двигателей серии 4А [1, с. 384-385]

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность $N_{\text{ном}}$, кВт	Асинхронная частота $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$
1	2	3	4
Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹			
4А90LА8	0,75	700	1,9
4А90LВ8	1,1	700	1,9
4А100L8	1,5	700	1,9
4А112МА8	2,2	700	2,2
4А112МВ8	3,0	700	2,2
4А132S8	4,0	720	2,6
4А132М8	5,5	720	2,6
4А160S8	7,5	730	2,2
4А160М8	11,0	730	2,2
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹			
4А80А6	0,75	915	2,2
4А80В6	1,1	920	2,2

Продолжение таблицы 14.2

1	2	3	4
4A90L6	1,5	935	2,2
4A100L6	2,2	950	2,2
4A112MA6	3,0	955	2,5
4A112MB6	4,0	950	2,5
4A132S6	5,5	965	2,5
4A132M6	7,5	970	2,5
4A160S	11,0	975	2,0
<i>Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹</i>			
4A71B4	0,75	1390	2,2
4A80A4	1,1	1420	2,2
4A80B4	1,5	1415	2,2
4A90L4	2,2	1425	2,4
4A100S4	3,0	1435	2,4
4A100L4	4,0	1430	2,4
4A112M4	5,5	1445	2,2
4A132S4	7,5	1455	3,0
4A132M4	11,0	1460	3,0
<i>Синхронная частота вращения 3000 мин⁻¹</i>			
4A71A2	0,75	2840	2,2
4A71B2	1,1	2810	2,2
4A80A2	1,5	2850	2,6
4A80B2	2,2	2850	2,6
4A90L2	3,0	2840	2,5
4A100S2	4,0	2880	2,5
4A100L2	5,5	2880	2,5
4A112M2	7,5	2900	2,8
4A132M2	11,0	2900	2,8

Для полученной мощности ближайшими меньшим и большим значениями мощностей электродвигателей являются 3,0 и 4,0 кВт. Определяем перегрузку при выборе двигателя мощностью 3 кВт

$$\Delta_N = \frac{N' - N_{эд}}{N'} \cdot 100\% = \frac{3,03 - 3}{3,03} \cdot 100\% = 0,99\% \leq 5\%.$$

Выбираем мощность электродвигателя $P_{эд} = 3,0$ кВт.

Требуемая частота вращения выходного вала привода

$$n_{вых} = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,35}{3,14 \cdot 0,3} = 22,3 \text{ об/мин.}$$

Определим требуемую частоту вращения вала электродвигателя, для чего определим ориентировочный КПД привода

$$u'_{пр} = u_{рем} \cdot u_{цеп} \cdot u_{цил}^2 = 2 \cdot 3 \cdot 3^2 = 54,$$

где $u_{рем} = 2$ – передаточное число ременной передачи; $u_{цеп} = 3$ – передаточное число цепной передачи; $u_{цил} = 3$ – передаточное число цилиндрической передачи.

Ориентировочная частота вращения вала электродвигателя

$$n_{эд} \approx n_{вых} \cdot u'_{пр} = 22,3 \cdot 54 = 1204 \text{ об/мин.}$$

По табл. 12.2 окончательно выбираем двигатель марки 4A100S4 мощностью $N_{эд} = 3$ кВт с асинхронной частотой вращения $n_{ном} = 1435$ мин⁻¹.

Фактическое передаточное число привода

$$u_{пр} = \frac{n_{ном}}{n_{вых}} = \frac{1435}{22,3} = 64,3.$$

Выполняем разбивку данного передаточного числа по ступеням. Для этого назначаем передаточные числа цепной и ременной передач

$$u_{рем} = 2 \text{ и } u_{цеп} = 3,$$

после чего находим передаточное число редуктора

$$u_{ред} = \frac{u_{пр}}{u_{рем} \cdot u_{цеп}} = \frac{63,3}{2 \cdot 3} = 10,7.$$

Распределяем данное число между быстроходной и тихоходной цилиндрическими ступенями по формуле (14.5)

$$u'_б = \sqrt[3]{u_{ред}^2} = \sqrt[3]{10,7^2} = 4,9; \quad u'_т = \frac{u_{ред}}{u'_б} = \frac{10,7}{4,9} = 2,2.$$

Полученные значения округляем до ближайших стандартных значений передаточных чисел цилиндрических передач по табл. 14.3

$$u_б = 5,0 \text{ и } u_т = 2,24.$$

Таблица 14.3 – Ряды стандартных передаточных чисел [8, с. 76]

Цилиндрическая и коническая передачи											
1 ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3		
2 ряд	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1		
Червячная передача											
1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2 ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	
z	4			2			1				

Выполняем кинематический и силовой расчет привода, вычисляя мощности, скорости и моменты поочередно на каждом из валов.

Вал электродвигателя

Частота вращения

$$n_{эд} = n_{ном} = 1435 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость

$$\omega_{эд} = \frac{\pi n_{эд}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1435}{30} = 150,2 \text{ рад/с.}$$

Мощность

$$N_{эд} = 3,0 \text{ кВт.}$$

Крутящий момент

$$T_{эд} = \frac{N_{эд}}{\omega} = \frac{3000}{150,2} = 20,0 \text{ Н·м.}$$

Быстроходный вал редуктора

Частота вращения

$$n_1 = \frac{n_{эд}}{u_{рем}} = \frac{1435}{2} = 717,5 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость

$$\omega_1 = \frac{\omega_{эд}}{u_{рем}} = \frac{150,2}{2} = 75,1 \text{ рад/с.}$$

Мощность

$$P_1 = P_{эд} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{под} = 3 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 2,8 \text{ кВт.}$$

Крутящий момент

$$T_1 = T_{эд} \cdot u_{рем} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{под} = 20 \cdot 2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 37,6 \text{ Н·м.}$$

Промежуточный вал редуктора

Частота вращения

$$n_2 = \frac{n_1}{u_б} = \frac{717,5}{5} = 143,5 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_б} = \frac{75,1}{5} = 15,0 \text{ рад/с.}$$

Мощность

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{цил} \cdot \eta_{под} = 2,8 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,7 \text{ кВт.}$$

Крутящий момент

$$T_2 = T_1 \cdot u_б \cdot \eta_{цил} \cdot \eta_{под} = 37,6 \cdot 5 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 180,5 \text{ Н·м.}$$

Тихоходный вал редуктора

Частота вращения

$$n_3 = \frac{n_2}{u_m} = \frac{143,5}{2,24} = 64,1 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_m} = \frac{15,0}{2,24} = 6,7 \text{ рад/с.}$$

Мощность

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{цил} \cdot \eta_{под} = 2,7 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,6 \text{ кВт.}$$

Крутящий момент

$$T_3 = T_2 \cdot u_m \cdot \eta_{цил} \cdot \eta_{под} = 180,5 \cdot 2,24 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 388,3 \text{ Н·м.}$$

Выходной вал привода

Частота вращения

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{цеп}} = \frac{64,1}{3} = 21,4 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{u_{цеп}} = \frac{6,7}{3} = 2,2 \text{ рад/с.}$$

Мощность

$$N_4 = N_3 \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{под} = 2,6 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 2,4 \text{ кВт.}$$

Крутящий момент

$$T_4 = T_3 \cdot u_{цеп} \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{под} = 388,3 \cdot 3 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 1084,1 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

14.3 Задание 14 к самостоятельной работе

Варианты 1-10

Выполнить кинематический и силовой расчет привода, если окружное усилие на барабане исполнительного механизма F_t , окружная скорость барабана v и диаметр барабана D . Значения исходных данных выбрать из табл. 14.4 или табл. 14.5.

Таблица 14.4 – Исходные данные к вариантам 1-10

№ вар.	$v, \text{ м/с}$	$D, \text{ мм}$	$F_t, \text{ кН}$	№ схемы
1	0,2	150	2,1	1
2	0,3	200	1,5	2
3	0,4	300	3,0	3
4	0,2	350	2,5	1
5	0,3	150	4,2	2
6	0,4	450	4,5	3
7	0,2	300	3,5	1
8	0,3	350	5,4	2
9	0,4	250	4,0	3
10	0,2	180	6,8	1

Варианты 11-20

Выполнить кинематический и силовой расчет привода, если окружное усилие на тяговой звездочке цепи F_t , окружная скорость тяговой звездочки v , шаг цепи t и число зубьев звездочки Z .

Таблица 14.5 – Исходные данные к вариантам 1-10

№ вар.	$F_t, \text{ кН}$	$v, \text{ м/с}$	Z	$t, \text{ мм}$	№ схемы
11	2,2	0,2	8	70	4
12	2,5	0,3	9	80	5
13	3,0	0,4	10	90	6
14	3,5	0,2	11	100	4
15	4,0	0,3	12	70	5
16	4,5	0,4	13	80	6
17	5,0	0,2	8	90	4
18	5,5	0,3	9	100	5
19	6,0	0,4	10	70	6
20	6,5	0,2	11	80	4

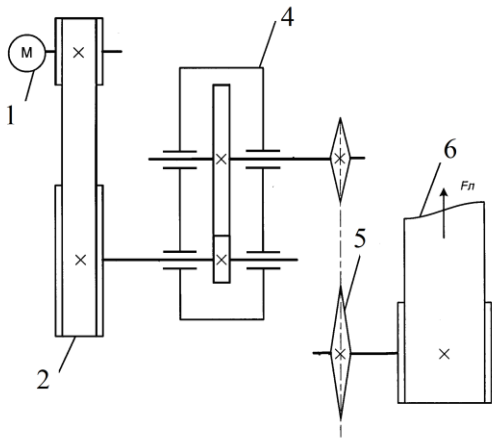


Схема 1

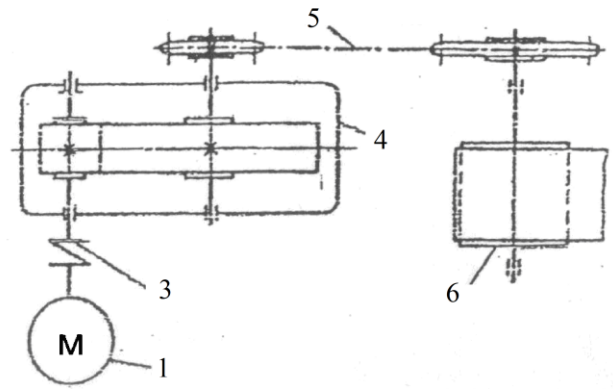


Схема 2

Схемы 1–2: 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – муфта; 4 – одноступенчатый цилиндрический редуктор; 5 – цепная передача; 6 – барабан исполнительного механизма

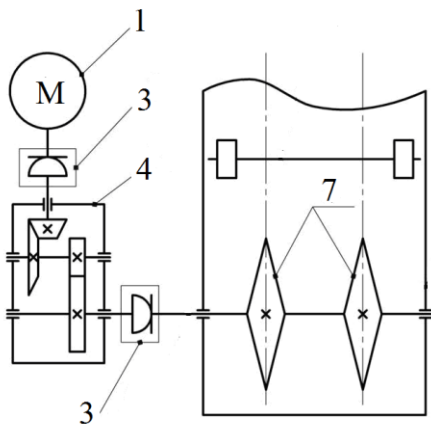


Схема 3

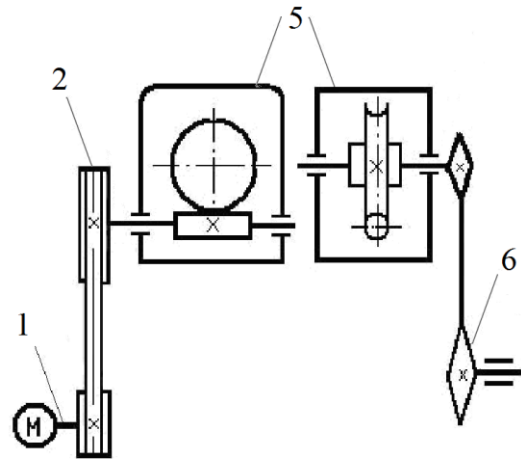


Схема 4

Схемы 3–4: 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – муфта; 4 – коническо-цилиндрический редуктор; 5 – червячный редуктор; 6 – цепная передача; 7 – звездочка исполнительного механизма

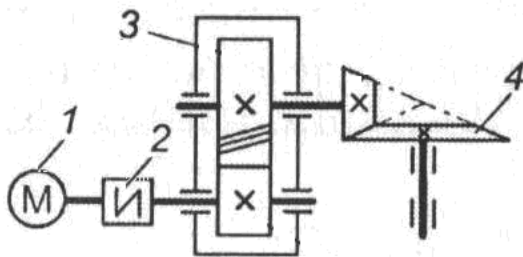


Схема 5

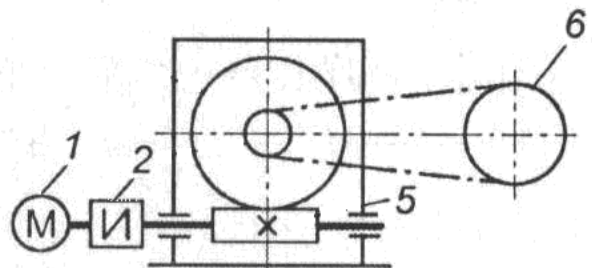


Схема 6

Схемы 5–6: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – одноступенчатый цилиндрический редуктор; 4 – открытая коническая передача; 5 – червячный одноступенчатый редуктор; 6 – цепная передача

РАЗДЕЛ 15. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ РЕДУКТОРОВ

15.1 Теоретические сведения

Корпус редуктора предназначен для размещения в нем деталей узла, обеспечения смазки передач и подшипников, предохранения деталей от загрязнения и для восприятия возникающих в процессе работы нагрузок. Главные критерии работоспособности и надежности корпусных деталей:

– *прочность* – основной критерий работоспособности для корпусов, подверженных ударным и переменным нагрузкам;

– *жесткость* – повышенные деформации корпуса вызывают перекос валов и приводят к возникновению колебаний и неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев механических передач.

Корпуса редукторов изготавливают из материалов с высоким модулем упругости, допускающих совершенные формы, то есть из чугуна и сталей без термической обработки. Чугуны марки не ниже СЧ15 используются в серийном производстве, а в ответственных и тяжелонагруженных редукторах применяют сталь 25Л. Алюминиевые и магниевые сплавы используют при необходимости уменьшения массы корпусов, сварные корпусные детали также применяют для уменьшения массы и габаритов, а в единичном и мелкосерийном производстве – для удешевления и ускорения производства.

Все корпуса состоят из стенок, бобышек и фланцев, представляющих собой единое целое и усиленных ребрами для повышения жесткости (рис. 15.1). Для удобства монтажа деталей корпус делают разъемным: в горизонтальных редукторах плоскость разъема проходит по осям валов, а в вертикальных разъемы выполняются по двум-трем горизонтальным плоскостям, содержащим оси валов. Литые корпуса бывают в двух исполнениях: традиционном (приливы снаружи) и гладком (приливы внутри).

При конструировании литых корпусов должны соблюдаться допустимые минимальные значения толщины стенок, необходимые сопряжения и переходы, литейные уклоны и радиусы. Радиусы закруглений в литых деталях принимают: $1/3$ – при толщине стенок до 25 мм; $1/5$ от суммы толщин сопрягаемых стенок – при толщине стенок 25 мм и более. Ориентировочные размеры основных элементов традиционных литых корпусов представлены в табл. 15.1.

Таблица 15.1 – Размеры элементов традиционных корпусов из чугуна [1, с. 229]

<i>Параметры</i>	<i>Соотношения размеров</i>
<i>1</i>	<i>2</i>
Толщина стенки корпуса δ и крышки δ_1 редуктора, мм: – цилиндрического – конического – червячного – двухступенчатого	Для любых редукторов $\delta \geq 6$ мм и $\delta_1 \geq 6$ мм. $\delta = 0,025a_w + 1$; $\delta_1 = 0,02a_w + 1$ $\delta = 0,005R_e + 1$; $\delta_1 = 0,04R_e + 1$ $\delta = 0,04a_w + 2$; $\delta_1 = 0,032a_w + 2$ $\delta = 0,025a_w + 3$; $\delta_1 = 0,02a_w + 3$
Толщина верхнего фланца корпуса и фланца крышки, мм	$b = 1,5\delta$ $b_1 = 1,5\delta_1$

1	2
Толщина нижнего фланца корпуса: – без бобышки, мм – при наличии бобышки, мм	$p = 2,35\delta$ $p_1 = 1,5\delta; p_2 = (2,25...2,75)\delta;$
Толщина ребер, мм	$m = m_1 = (0,85...1)\delta$
Диаметр фундаментных болтов цилиндрических и конических редукторов, мм	$d_1 = (0,03...0,036)a_w + 12$ $d_1 = 0,072R_e + 12;$
Число фундаментных болтов	$z = 4$ при $a_w \leq 250$ $z = 6$ при $a_w > 250$
Диаметр стяжных болтов, мм: – у подшипников – соединяющих корпус с крышкой	$d_2 = (0,7...0,75)d_1$ $d_3 = (0,5...0,6)d_2$
Расстояние между стяжными болтами, мм	$l_{cm} = (10...15)d_3$

Взаимное расположение корпуса и крышки фиксируют до расточки гнезд под подшипники двумя штифтами, устанавливаемыми без зазора на максимально возможном расстоянии друг от друга (рис. 15.1).

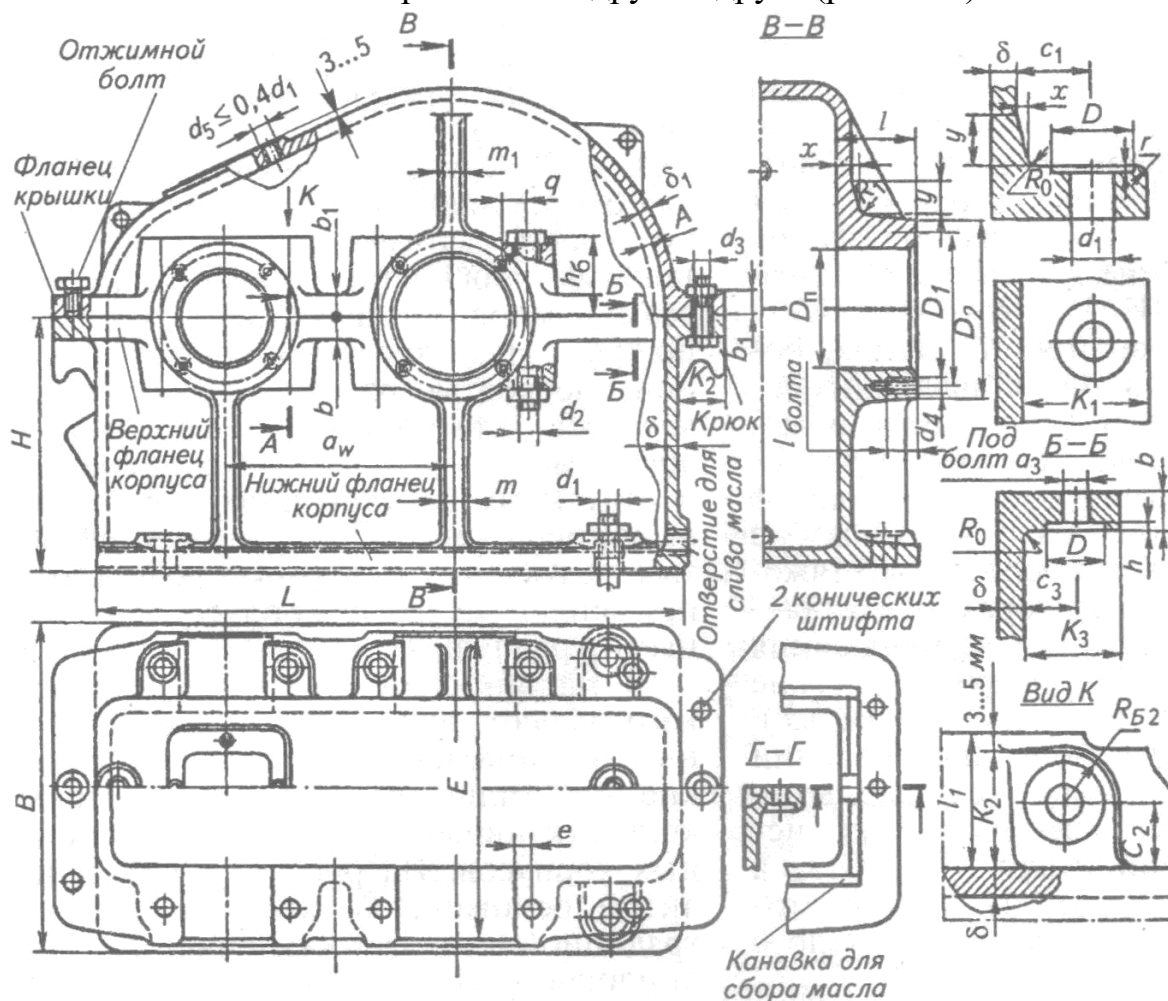


Рисунок 15.1 – Корпус одноступенчатого цилиндрического редуктора

Для подъема редуктора на верхнем фланце корпуса предусмотрены крюки (в легких редукторах крюки не предусмотрены). На крышке корпуса для осмотра механизма и заливки масла прорезается люк, закрываемый крышкой толщиной $\delta_{кр} = 2...3$ мм, под которую ставят резиновую прокладку во избежание засасывания внутрь пыли. Кроме этого, редукторы с большим тепловыделением должны иметь отдушину, предотвращающую повышение давления внутри редуктора.

В нижней части корпуса имеется отверстие с резьбой для слива масла и промывки редуктора, закрываемое пробкой. Контроль уровня масла осуществляется при помощи маслоуказателя. У горизонтальных редукторов на плоскости разъема корпуса фрезеруют канавку для сбора масла, по которой оно стекает обратно в корпус.

15.2 Пример расчета корпуса цилиндрического редуктора

Выполнить расчет литого корпуса двухступенчатого цилиндрического редуктора с моментом на тихоходном валу $T_m = 2\ 200$ Н·м и межцентровым расстоянием тихоходной ступени $a_w = 140$ мм.

Исходные данные:

- момент на тихоходном валу редуктора $T_m = 2\ 200$ Н·м;
- межцентровое расстояние тихоходной ступени $a_w = 140$ мм.

Разрабатываем корпус редуктора в традиционном исполнении, приняв в качестве материала серый чугун СЧ20. Толщина стенки двухступенчатого цилиндрического редуктора может быть оценена по формуле

$$\delta = 2 \cdot \sqrt[4]{0,2 \cdot T_m} = 2 \cdot \sqrt[4]{0,2 \cdot 2200} = 9,2 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее большее целое значение $\delta = 10$ мм.

Толщина стенки крышки корпуса редуктора

$$\delta_1 = 0,9\delta = 0,9 \cdot 10 = 9 \text{ мм,}$$

а высота центров редуктора

$$H = 1,05a_w = 1,05 \cdot 140 = 147 \text{ мм.}$$

Толщина верхнего фланца корпуса и фланца крышки находим в соответствии с рекомендациями табл. 15.1

$$b = 1,5\delta = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ мм,}$$

$$b_1 = 1,5\delta_1 = 1,5 \cdot 9 = 13,5 \text{ мм.}$$

Ввиду небольшой разницы окончательно примем толщины фланцев основания корпуса и крышки одинаковыми и равными

$$b = b_1 = 15 \text{ мм.}$$

Толщину ребер жесткости принимаем равной толщине корпуса

$$m = m_1 = \delta = 10 \text{ мм,}$$

а их высоту определяем по формуле

$$h_p = 5m = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм.}$$

Толщина лап корпуса

$$\delta_l = 2,5\delta = 2,5 \cdot 10 = 25 \text{ мм.}$$

Диаметр фундаментных болтов

$$d_1 = 0,03 \cdot a_w + 12 = 0,03 \cdot 140 + 12 = 16,2 \text{ мм}$$

при их длине

$$l_1 = 2,5d_1 = 2,5 \cdot 16,2 = 40,5 \text{ мм.}$$

Принимаем фундаментные болты М18×50 ГОСТ 7808-70, поскольку межосевое расстояние меньше 250 мм, то количество фундаментных болтов принимаем равным $z = 4$.

Расчетную ширину лап корпуса

$$b_{л} = 2,25d_1 = 2,25 \cdot 18 = 40,5 \text{ мм}$$

округляем до стандартного значения $b_{л} = 45 \text{ мм}$.

Диаметр стяжных болтов:

– у подшипников

$$d_2 = 0,75d_1 = 0,75 \cdot 18 = 13,5 \text{ мм}$$

– соединяющих корпус с крышкой

$$d_3 = 0,6d_2 = 0,6 \cdot 13,5 = 8,1 \text{ мм.}$$

Окончательно назначаем болты М14 и М10, соответственно.

Расстояние между стяжными болтами

$$l_{cm} = 10d_3 = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм.}$$

Для подъема и транспортировки крышки корпуса и редуктора в сборе на наружной поверхности крышки предусматриваем две проушины, расположенные в плоскости ее продольной оси симметрии, их диаметр

$$d_n = 3,5\delta = 3,5 \cdot 10 = 35 \text{ мм.}$$

Литейные радиусы на крышке и корпусе редуктора:

– при сопряжении стенки корпуса с фланцем

$$r_1 = \frac{0,25 \cdot (\delta + b)}{2} = \frac{0,25 \cdot (10 + 15)}{2} \approx 3 \text{ мм;}$$

– при сопряжении стенки корпуса с лапами

$$r_2 = \frac{0,25 \cdot (\delta + \delta_{л})}{2} = \frac{0,25 \cdot (10 + 25)}{2} \approx 4 \text{ мм.}$$

15.3 Задание 15 к самостоятельной работе

Выполнить расчет литого корпуса одноступенчатого цилиндрического редуктора с вращающим моментом на тихоходном валу T_m и межцентровым расстоянием a_w .

№ вар.	T_m , Н·м	a_w , мм	№ вар.	T_m , Н·м	a_w , мм
1	340	80	11	425	100
2	370	100	12	450	140
3	320	125	13	480	160
4	300	140	14	500	180
5	250	100	15	550	200
6	280	140	16	580	225
7	400	160	17	600	250
8	450	180	18	650	250
9	475	200	19	775	280
10	500	225	20	800	315

Методические рекомендации к выполнению индивидуальной контрольной работы

Цель индивидуальной контрольной работы – систематизация и закрепление знаний, полученных на лекционных и лабораторных занятиях по деталям машин, формирование у студентов навыков проектирования деталей и узлов общего назначения.

Индивидуальная контрольная работа должна иметь следующую структуру:

- титульный лист (*Приложение*);
- содержание;
- введение;
- основная часть;
- заключение;
- библиографический список.

Контрольная работа оформляется на одной стороне стандартного листа А4. Текст следует печатать через полтора интервала, соблюдая следующие размеры полей: левое – 30 мм, правое – 10 мм, верхнее – 15 мм, нижнее – 20 мм. Шрифт TimesNewRoman 14.

Страницы контрольной работы нумеруются арабскими цифрами. Титульный лист включается в общую нумерацию работы. Номер страницы проставляется в правом углу верхнего поля листа. На титульном листе и оглавлении номер страницы не ставится.

Помимо расчетной части контрольная работа содержит конспектирование 2-3 теоретических вопросов (их номера и количество определяются преподавателем). Контрольная работа сопровождается презентацией по теоретической части, содержащей не менее 15 слайдов, включая титульный и заключительный. Титульный лист контрольной работы оформляется в соответствии с *Приложением* и подписывается обучающимся и преподавателем.

В структуру индивидуальной работы необходимо включить:

1. Оглавление с указанием названий разделов. Кроме этого в оглавлении включают структурные компоненты: введение, заключение и список использованных источников. Введению, заключению и списку использованной литературы номера не присваиваются.

2. Введение, которое является третьей страницей контрольной работы. Введение должно содержать следующую информацию: обоснование актуальности изучаемого материала, цель и задачи контрольной работы. Введение не следует перегружать общими рассуждениями, в нем должны содержаться сведения, непосредственно относящиеся к теме работы.

2. Основной текст, включающий выполнение расчетных заданий по каждому из разделов и теоретическое исследование вопросов курса.

3. Библиографическое описание источников, использовавшихся в процессе конспектирования теоретических вопросов и разработки мультимедийной презентации.

При оформлении заголовков работы следует учитывать следующие требования:

- заголовки разделов печатаются в центре симметрично тексту жирными заглавными буквами. Переносы слов в заголовках не допускаются и точка в конце не ставится;

- расстояние между текстом и заголовком должно составлять один интервал;

- заголовки введения, разделов, заключения, списка литературы начинаются с нового листа, заголовки подразделов – на том же листе, где заканчивается предыдущий подраздел. Заголовки подразделов выделяются жирным шрифтом, нумеруются арабскими цифрами, через точку в порядке раздела (например п. 2.1).

В качестве источников могут быть использованы учебники, учебные пособия, статьи в специальных изданиях, научные публикации, материалы ИНТЕРНЕТ. Все используемые источники тщательно прорабатываются и конспектируются студентом в соответствии с указанным вариантом работы.

Окончательно оформленную работу необходимо предоставить для проверки и оценивания не позднее, чем за неделю до официально установленного срока сдачи зачета или экзамена. Успешно сданная работа является допуском к текущему контролю.

Темы для конспектирования и разработки мультимедийных презентаций

1. Сравнительная оценка приводов и передач.
2. Принципы работы основных типов передач.
3. Многопоточные и многоступенчатые передачи.
4. Характеристики механических передач.
5. Плавно регулируемые передачи.
6. Прижимные устройства фрикционных передач.
7. Принцип передачи нагрузки и скорости в фрикционной передаче.
8. Нарушения режима работы и виды повреждений фрикционных передач.
9. Фрикционная передача с синхронизирующим звеном.
10. Пути совершенствования фрикционных передач.
11. Критерии расчета фрикционных передач.
12. Тяговые характеристики ременных передач.
13. Материалы деталей ременных передач.
14. Пути повышения надежности и долговечности ременных передач.
15. Зубчатоременные передачи, их достоинства и недостатки.
16. Ремни и шкивы передач зубчатым ремнем.
17. Критерии расчета ременных передач.
18. Конструкции и материалы цепных передач.
19. Виды повреждений цепных передач.
20. Цепи и звездочки цепных передач.
21. Зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением.
22. Силы в зацеплении цилиндрических передач.
23. Расчет и конструирование цилиндрических шевронных передач.
24. Передача нагрузки в конической передаче.
25. Достоинства и недостатки винтовых передач.
26. Достоинства и недостатки гипоидных передач.
27. Пути повышения надежности и долговечности гипоидных передач.
28. Пути повышения надежности и долговечности винтовых передач.
29. Критерии расчета винтовых и гипоидных передач.
30. Зубчатые передачи с некруглыми колесами.
31. Зубчатые передачи с логарифмическим профилем зубьев.
32. Передачи с циклоидальным зацеплением зубьев.
33. Устройство и назначение передач с цевочным зацеплением.
34. Разновидности цевочного зацепления.
35. Устройство и область применения мальтийских механизмов.
36. Схемы мальтийских механизмов.
37. Проектирование мальтийских механизмов.
38. Глобоидные передачи.
39. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова.
40. Планетарные зубчатые передачи.

Вопросы для подготовки к экзамену по учебной дисциплине «Детали машин»

1. Содержание понятий «проектирование» и «конструирование».
2. Основные этапы создания технических объектов.
3. Общие требования к машинам и их деталям.
4. Эксплуатационные нагрузки, действующие на детали машин.
5. Основные причины выхода из строя деталей машин.
6. Общая классификация машиностроительных материалов.
7. Черные машиностроительные материалы, их свойства и применение.
8. Сплавы цветных металлов, их свойства и применение.
9. Неметаллические конструкционные материалы.
10. Основные механические характеристики материалов.
11. Виды расчетов деталей машин на прочность.
12. Допустимые напряжения и коэффициент запаса прочности.
13. Виды трения и основные законы трения.
14. Износ деталей машин, современные направления его снижения.
15. Понятие о вибро- и теплостойкости деталей машин.
16. Понятие о допусках и посадках, шероховатости поверхностей.
17. Общие сведения о резьбовых соединениях.
18. Основные параметры крепежных резьб.
19. Расчет витков резьбы на прочность.
20. Болтовые соединения, их конструкция и расчет.
21. Шпоночные соединения, их назначение и классификация.
22. Расчет шпоночных соединений.
23. Общие сведения о шлицевых соединениях. Расчет шлицевых соединений.
24. Общие сведения о профильных соединениях, их расчет.
25. Общие сведения о прессовых соединениях. Расчет прессовых соединений.
26. Сварные соединения, их основные характеристики. Типы сварных швов. Расчет сварных соединений на прочность.
27. Общие сведения о заклепочных соединениях. Область их применения. Расчет заклепочных соединений.
28. Паяные и клеевые соединения.
29. Пружинные материалы. Назначение и конструкции пружин. Расчет пружин на прочность.
30. Резинометаллические упругие элементы машин.
31. Механические передачи, их назначение и классификация.
32. Общие сведения о фрикционных передачах.
33. Основные параметры фрикционных передач. Расчет фрикционных передач.
34. Общие сведения и классификация ременных передач.
35. Силы и напряжения в элементах ременной передачи. Особенности расчета ременных передач.

36. Общие сведения о цепных передачах, их классификация. Конструкция цепных передач.
37. Критерии работоспособности и расчет цепных передач.
38. Общие сведения о передаче «винт-гайка». Конструкции и расчет передач «винт-гайка».
39. Зубчатые передачи, их классификация и принцип действия.
40. Основная теорема зубчатого зацепления.
41. Общие сведения о цилиндрических зубчатых передачах.
42. Геометрический расчет цилиндрических передач. Расчет зубьев цилиндрических передач на прочность и выносливость.
43. Особенности расчета открытых зубчатых передач.
44. Цилиндрические зубчатые передачи с зацеплением Новикова, их основные характеристики и особенности расчета.
45. Винтовые, гипоидные и волновые зубчатые передачи.
46. Общие сведения о червячных передачах.
47. Материалы и конструкция элементов червячной передачи.
48. Методика расчета червячных передач. КПД червячной передачи и ее тепловой расчет.
49. Глобоидные червячные передачи.
50. Общие сведения о валах и осях, их назначении и конструкциях.
51. Расчетные схемы валов и осей. Критерии расчета валов и осей.
52. Расчет валов на статическую и усталостную прочность.
53. Расчет валов на жесткость и усталостную прочность.
54. Предотвращение поперечных колебаний вала, расчет режима работы.
55. Материалы и конструкция подшипников качения. Расчет и выбор подшипников качения.
56. Материалы и конструкция подшипников скольжения. Расчет подшипников скольжения.
57. Общие сведения о муфтах, их назначение и классификация.
58. Неуправляемые и управляемые муфты, их принцип действия.
59. Самоуправляемые и комбинированные муфты.
60. Общие сведения о редукторах. Схемы редукторов с неподвижными и подвижными осями.
61. Цилиндрические редукторы, их схемы, преимущества и недостатки.
62. Конические редукторы, их схемы, преимущества и недостатки.
63. Особенности смазки зубчатых передач редукторов.
64. Расчет на прочность механических передач редукторов.
65. Червячные редукторы, их схемы, преимущества и недостатки.
66. Схемы редукторов с несколькими типами механических передач.
67. Мотор-редукторы, их типы и назначение.
68. Методика подбора редукторов общего назначения.
69. Структурные схемы приводов машин.
70. Общие характеристики электрических двигателей, их выбор.
71. Согласование параметров двигателя, муфты и редуктора в приводе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Качественное освоение материала учебной дисциплины «Детали машин» является обязательным этапом формирования педагога профессионального обучения транспортного профиля, уровень подготовки которого соответствует требованиям рынка труда. Приобретенные в процессе изучения деталей машин знания, в первую очередь, потребуются для дальнейшего освоения дисциплин профессионального цикла, в которых рассматриваются особенности конструкции отраслевого оборудования.

Организация эффективной самостоятельной работы студентов в условиях современного образования представляет определенные сложности ввиду недостаточной подготовки студентов по базовым дисциплинам (теоретической механике, сопротивлению материалов и ТММ), вызванной сокращением аудиторной нагрузки, а также отсутствием у обучающихся требуемых навыков самостоятельной работы.

Авторы надеются, что использование данного пособия в учебном процессе позволит повысить качество освоения студентами учебной дисциплины «Детали машин», а также поможет им при изучении дисциплин профессионального цикла и в будущей профессиональной деятельности.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ И РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ерохин М.Н. Детали машин и основы конструирования : учебник – М. : КолосС, 2004. – 462 с.
2. Башеев С.М. Детали машин в примерах и задачах : учебное пособие / С.М. Башеев и др. – Минск : Вышэйша школа, 1990. – 488 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин : учебник. – М. : Высшая школа, 1987. – 431 с.
4. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование : справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М. : Высшая школа, 2004. – 309 с.
5. Олофинская В.П. Детали машин. Краткий курс и тестовые задания : учебное пособие. – М. : ИНФРА-М, 2006. – 208 с.
6. Решетов Д.Н. Детали машин : учебник для вузов. Изд. 4-е, испр. и перераб. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
7. Сторожев В.П. Механические передачи. – К. : Алерта, 2005. – 783 с.
8. Сухаревский А.А. Детали машин : методические рекомендации к выполнению курсового проекта / А.А. Сухаревский, Е.Я. Сердюкова; ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко». – Луганск : Книта, 2017. – 100 с.
9. Чернин И.М. Расчеты деталей машин : справочник / И.М Чернин, А.В. Кузьмин, Г.М. Ицкович. – Минск : Вышэйша школа, 1974. – 592 с.
10. Шевченко С.В. Детали машин. Расчеты, конструирование, задачи : учебное пособие для вузов / Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. – К. : Кондор, 2008. – 492 с.
11. Шевченко С.В. Детали машин. Примеры расчетов : учебное пособие / С.В. Шевченко, В.Е. Брешев. - Луганск: Изд-во Луганского университета им. В. Даля, 2015. – 106 с.

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
«ЛУГАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ТАРАСА ШЕВЧЕНКО»**

Институт торговли, обслуживающих технологий и туризма

Кафедра технологий производства и профессионального образования

**КОНТРОЛЬНАЯ САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА
по дисциплине
ДЕТАЛИ МАШИН**

Вариант ____

Выполнил:

студент 2 курса, группы 2 ПОТ

направления подготовки:

44.03.04 «Профессиональное обучение.

Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта»

Проверил:

Оценка:

Луганск, 20 ____

Учебное издание

КАЛАЙДО Александр Витальевич
СЕРДЮКОВА Елена Яковлевна

ДЕТАЛИ МАШИН
Самостоятельная работа

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Подп. в печать 10.07.2020 г. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсет. Гарнитура Times New Roman
Печать ризографическая. Усл. печ. л. 6,51.
Тираж 100 экз. Зак. № 84.

Издатель

**ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет
имени Тараса Шевченко»**
«Книга»
ул. Оборонная, 2, г. Луганск, 91011. Т/ф: (0642) 58-03-20.
e-mail: knitaizd@mail.ru