

**ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН И
ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ**
Методические указания

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРЕПОДАВАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ, ЕЕ МЕСТО В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ	4
1.1. Цель преподавания дисциплины	4
1.2. Задачи изучения дисциплины	4
1.3. Перечень дисциплин, необходимых для изучения дисциплины.....	4
2. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ	5
2.1. Наименование тем, их содержание.....	5
2.2. Наименование практических занятий	17
2.3. Наименование лабораторных работ	17
2.4. Самостоятельная работа и контроль успеваемости	18
2.5. Распределение часов по темам и видам занятий.....	19
3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ ПОДГОТОВКЕ СТУДЕНТОВ.....	22
3.1. Методические рекомендации по самостоятельной подготовке лекционного материала	22
3.2. Методические рекомендации по самостоятельной подготовке к лабораторным занятиям	47
3.3. Перечень вопросов к защите курсового проекта	47
3.4. Рекомендации по выполнению курсового проекта.....	48
3.5. Методические рекомендации по выполнению контрольной работы (для студентов заочной формы обучения)	49
4. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ СТУДЕНТОВ	49
4.1. Перечень вопросов к экзамену	49
4.2. Рубежный контроль.....	50
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	51
Приложение. ОБРАЗЦЫ ЗАДАЧ ДЛЯ ТЕСТИРОВАНИЯ	52

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРЕПОДАВАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ, ЕЕ МЕСТО В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

1.1. Цель преподавания дисциплины

«Детали машин и основы конструирования» – курс, охватывающий теорию, расчет и конструирование деталей и узлов машин, то есть основы конструирования машин, включая САПР, формирует будущего конструктора, как специалиста, вносящего основной творческий вклад в создание материальных ценностей. Вопросы надежности как одной из важнейших проблем техники должны отражаться во всех разделах курса.

Курс вместе с проектом базируется на основных дисциплинах «Теоретической механики», «Сопротивления материалов», «Теория машин и механизмов», «Материаловедение», «Инженерная графика» и может рассматриваться реалистичным и завершающим общетехническую подготовку.

Целью преподавания дисциплины «Детали машин» является обеспечение надежной теоретической подготовкой; расчет и конструирование деталей и узлов машин формирует будущего конструктора как специалиста, будущего инженера.

Программой курса предусмотрено чтение лекций, проведение практических и лабораторных занятий по разделам курса, выполнение курсового проекта (работы), проработка лекционного материала.

Особенности курса – большой типаж изучаемых объектов и комплексность расчетов по основным определяющим критериям.

1.2. Задачи изучения дисциплины

К основным задачам курса относятся:

- изучение: конструкций, типажа и критериев работоспособности составных частей машин – деталей, узлов, агрегатов; основ теории работы и методов расчета деталей машин в совместной работе;
- приобретение навыков конструирования, развитие творческих конструкторских способностей;
- овладение при конструировании современной вычислительной техникой и САПР.

1.3. Перечень дисциплин, необходимых для изучения дисциплины

Для полноценного усвоения учебного материала по деталям машин студентам необходимо иметь прочные знания по теоретической механике, сопротивлению материалов, ТММ, материаловедению. Для выполнения курсового проекта дополнительно требуются знания инженерной графики и стандартизации.

2. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

2.1. Наименование тем, их содержание

*Для ЛТФ (АиАХ, СТиТМИО, МиОЛК);
для СХФ (МСХ, ЭиАСХ), исключая тему 21*

Тема 1. Основы конструирования и расчета деталей машин

Виды нагрузок, действующих на детали машин. Режимы нагрузки.

Процессы выхода из строя деталей машин и основные критерии их работоспособности и расчета: прочность, износостойкость, теплостойкость, жесткость, отсутствие колебаний недопустимой интенсивности, стойкость против коррозии и старения. Принципиальные основы расчета по этим критериям. Общие сведения выбора запасов прочности и допускаемых напряжений в деталях машин при статических и переменных нагрузках. Учет фактора времени и переменности режима работы.

Надежность деталей машин. Основные понятия и термины. Внезапные и износовые отказы. Основные зависимости. Значение проблемы повышения надежности. Вероятностные расчеты. Основные направления повышения надежности.

Трение и износ в машинах. Основные виды изнашивания: механическое, молекулярно-механическое, коррозионно-механическое. Фреттинг-коррозия, водородное изнашивание. Повышение долговечности.

Стандартизация и унификация деталей и узлов машин. Агрегатирование машин.

Указания по выбору материалов и методов упрочнений.

Технологические требования к конструкциям деталей машин. Влияние технологии на формы деталей машин – 2 ч.

Тема 2. Соединения

Классификация соединений. Соединения стержней, листов и корпусных деталей; соединения вал-стулица, соединения валов, соединения труб. Соединения неразъемные и разъемные. Соединения фрикционные и нефрикционные – 2 ч.

Тема 3. Сварные соединения, паяные и клеевые соединения

Сварные соединения и их роль в машиностроении. Основные типы соединений дуговой электросваркой; соединениястыковые, нахлесточные, тавровые, угловые. Соединения электрошлаковой сваркой. Соединения контактной сваркой. Области применения. Понятия о новых и специальных видах сварки. Расчеты на прочность сварных швов. Допускаемые напряжения и запасы прочности; нормативы. Расчеты на прочность при переменных напряжениях. Экономия металла от применения сварных соединений взамен других – 2 час.

Методы пайки. Достоинства и области применения паяных соединений. Конструирование и прочность паяных соединений. Припои. Клеевые соедине-

ния в машиностроении. Вид kleев. Прочность. Клеерезьбовые, kleезаклепочные и kleесварные соединения – 2 ч.

Тема 4. Заклепочные соединения

Основные понятия о заклепочном соединении; применение в машиностроении самолетостроении. Классификация. Основные типы заклепок.

Замковые болты. Типовые конструкции узлов; конструктивные соотношения. Расчет на прочность. Нормативы на допускаемые напряжения и запасы прочности – 2 ч.

Тема 5. Соединения деталей с натягом

Соединения с натягом и области их применения в машиностроении. Несущая способность цилиндрических напряженных соединений при нагружении осевой силой, крутящим и изгибающим моментом. Расчет потребного натяга. Прочность сопрягаемых деталей. Расчетные и технологические натяги. Вероятностный расчет прочности сцепления. Сопротивление выплзанию.

Технология сборки: запрессовка, соединения за счет температурных деформаций. Силы запрессовки и распрессовки. Потребные нагрев или охлаждение соединяемых деталей.

Конические соединения – 2 ч.

Тема 6. Резьбовые (винтовые) соединения

Основные определения. Классификация резьбы по назначению и по геометрической форме: крепежные резьбы, крепежно-уплотняющие резьбы, резьбы грузовых и ходовых (трансмиссионных) винтов. Основные параметры резьбы: диаметры, шаг, угол профиля. Стандарты.

Винты. Основные виды крепежных винтов: винт с гайкой (болт), винт, шпилька. Классификация. Форма стержня. Основные типы гаек. Стандарты.

Предохранение резьбовых соединений от развинчивания.

Материалы, применяемые для изготовления винтов, гаек и шайб.

Взаимодействие между винтом и гайкой: распределение осевой силы по виткам в свете исследований Н. Е. Жуковского. Расчет винта, нагруженного только осевой силой. Расчет элементов резьбы.

Зависимость между осевой силой и крутящим моментом, приложенных к винту. Момент трения на опорной поверхности гайки, головки винта или торца упорного винта.

Коэффициент полезного действия винтовой пары. Самоторможение. Расчет винта, подверженного действию осевой силы и крутящего момента.

Классификация резьбовых соединений. Расчет одновинтового и группового соединений под действием центральной сдвигающей силы, в случае установки винтов с зазором и под развертку. Разгрузка винтов от сдвигающих сил штифтами и шпонками.

Расчет группового винтового соединения под действием сдвигающего момента и сдвигающей нецентральной силы.

Определение сил в замкнутом резьбовом соединении при осевом симметричном нагружении. Потребная из условия плотности затяжка. Расчет плотных резьбовых соединений: присоединений крышек цилиндров, фланцевых соединений труб. Расчеты резьбовых соединений, подверженных переменным нагрузкам; оптимальная затяжка.

Расчет резьбовых соединений, нагруженных силами и моментами в плоскости, перпендикулярной к стыку. Выбор запасов прочности и допускаемых напряжений при расчете винтов в зависимости от условий работы, материала, технологии изготовления и монтажа.

Конструкторские и технологические мероприятия по повышению выносивости винтов. Применение профилей резьбы с увеличенным радиусом впадин, специальных форм стержня, гаек, обеспечивающих повышение равномерности работы витков резьбы.

Фрикционно-винтовые (клеммовые) соединения. Конструктивные выполнения. Обзор областей применения клеммовых соединений и их роль в современном машиностроении. Методика расчета для случая нагружения соединения: а) кручением моментом, б) осевой силой, в) изгибающим моментом.

Соединения коническими кольцами и другие фрикционные соединения – 2 ч.

Тема 7. Шпоночные, шлицевые и профильные (бесшпоночные) соединения

Основные типы шпонок: призматические, сегментные, клиновые и специальные. Области применения. Стандарты на шпоночные соединения. Расчет шпоночных соединений. Допускаемые напряжения.

Шлицевые соединения. Области применения. Прямобочные шлицевые соединения. Способы центрирования. Треугольные и эвольвентные шлицевые соединения. Расчет на прочность в соответствии с ГОСТ 21425-75. Торцевые шлицевые соединения.

Профильные соединения. Области применения.

Развитие соединений вал-втулка. Понятие о шариковых шлицевых соединениях – 2 ч.

Тема 8. Передачи

Назначение и роль передач в машинах. Принципы работы и классификация механических передач. Передачи зацеплением (зубчатые, червячные и цепные) и передачи трением (с жесткими телами качения и с гибкой связью).

Передачи для постоянного и переменного передаточного отношения. Передачи ступенчатого и бесступенчатого регулирования.

Общие кинематические и энергетические соотношения для механических передач вращательного движения. Общие соображения по выбору расчетных нагрузок.

Общие сведения по контактной прочности в применении к деталям машин. Контактные напряжения и контактная прочность в условиях статического нагружения и перекатывания – 4 ч.

Тема 9. Зубчатые передачи

Основные понятия о зубчатых передачах и основные определения. Классификация зубчатых передач. Области применения. Значение зубчатых передач среди других механических передач. Материалы. Термообработка и другие методы упрочнений. Неметаллические материалы. Виды выхода и строя зубчатых передач, критерии их работоспособности и расчет. ГОСТ 21354–75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность.

Расчет зубьев эвольвентных передач – прямозубых, косозубых, шевронных цилиндрических передач на изгиб. Номинальные напряжения. Местные напряжения. Коэффициент формы зуба. Учет совместной работы двух пар зубьев. Расчетные зависимости для проектного и проверочного расчета. Прочность зубчатых колес, выполненных со смещением. Расчет зубьев прямозубых, косозубых и шевронных цилиндрических передач по контактным напряжениям. Расчетные зависимости для проектного и проверочного расчетов. Условие равнопрочности зубьев по напряжениям. Особенности расчета передач, работающих в условиях абразивного износа.

Определение расчетных нагрузок. Учет перегрузок, концентрации нагрузки, связанной с качеством изготовления. Допускаемые напряжения.

Коэффициент полезного действия. Смазочные материалы. Смазка зубчатых передач. Понятие о контактно-гидродинамической теории смазки.

Нагрузки по длине зубьев, переменности режима работы и срока службы, динаминости. Конические зубчатые передачи с прямолинейными и круговыми зубьями. Основные сведения из геометрии конических зацеплений. Особенности расчета на прочность. Понятие о гипоидных и спироидных передачах.

Силы, действующие на валы и оси зубчатых передач. Конструкция зубчатых колес. Эксплуатация зубчатых передач.

Передачи с круговинтовым зацеплением Н. Л. Новикова с одной и двумя линиями зацепления. Области применения. Расчеты.

Основные типы редукторов. Понятие о зубчатых коробках передач. Краткая систематика показателей планетарных зубчатых редукторов. Области их применения. Волновые передачи. Кинематика и профилирование. Расчет на прочность. К. п. д. волновых передач. Конструкция – 4 ч.

Тема 10. Червячные передачи

Основные понятия и определения. Общие характеристики. Области применения. Классификация червячных передач. Передачи с цилиндрическим червяком: архimedовым, эвольвентным, конвolutным, нелинейчатым, с выпукловогнутым профилем и передачи с глобоидным червяком.

Кинематика и геометрия передач. Основные параметры и их выбор.

Критерии работоспособности и расчета; прочность зубьев, выносливость рабочих поверхностей, сохранение температуры в допускаемых пределах, отсутствие заедания. Применяемые материалы. Силы, действующие в червячном зацеплении.

Расчет зубьев по контактным напряжениям. Приведенный радиус кривизны. Расчетные формулы. Допускаемые напряжения.

Расчет зубьев на изгиб. Коэффициент формы зуба. Условный угол обхвата. Длина контактных линий. Расчетные формулы. Допускаемые напряжения.

Определение расчетных нагрузок. Коэффициент полезного действия червячных передач. Тепловой расчет. Искусственное охлаждение. Понятие о расчете зубьев на сопротивление заеданию. Расчет червяка на прочность и жесткость.

Современные конструкции червячных редукторов. Смазка червячных передач.

Особенности расчета и конструирования глобоидных (тороидных) передач – 4 ч.

Тема 11. Ременные передачи

Общие сведения и основные характеристики. Области применения. Разновидности ременных передач. Основные типы и материалы плоских ремней. Новые типы ремней и ремни из новых материалов. Соединения ремней. Клиновременная передача. Основные характеристики и области применения. Клиновые ремни. Поликлиновые ремни.

Геометрия и кинематика ременных передач. Теория работы ременных передач. Силы и напряжения в ремне.

Кривые скольжения. Упругое скольжение и буксование. Коэффициент трения между ремнем и шкивом. Коэффициент полезного действия. Расчет ременных передач по полезному напряжению, обеспечивающему тяговую способность и требуемый ресурс.

Способы натяжения ремней. Силы, действующие на валы от ременной передачи.

Шкивы ременных передач – материалы и конструкция. Стандарты на диаметры. Клиновые вариаторы. Зубчато-ременные передачи и их расчет – 2 ч.

Тема 12. Фрикционные передачи и вариаторы

Принцип работы. Области применения. Общие эксплуатационные характеристики. Геометрическое и упругое скольжение. Элементы конструкции: устройства для прижатия друг к другу тел качения, профилей тел качения. Материалы.

Передачи для постоянного передаточного отношения, цилиндрические желобчатые и конические, постоянно работающие, выключаемые и включающие.

Бесступенчатые передачи – вариаторы: лобовые, конусные, многодисковые, шаровые и торовые.

Кинематика передач. Точность передаточного отношения. Расчетные зависимости для определения сил прижатия тел качения. Силы, действующие на валы. Проверка контактных напряжений. Допустимые контактные напряжения. Определение размеров тел качения. Потери на трение; коэффициент полезного действия – 2 ч.

Тема 13. Цепные передачи

Классификация приводных цепей (стандарты). Конструкция основных типов приводных цепей. Шарниры качения. Области применения цепных передач в машиностроении. Основные характеристики. Выбор основных параметров цепных передач. Кинематика цепных передач. Длина цепи и расстояние между осями.

Критерии работоспособности цепных передач и исходные положения для расчета. Натяжение ветвей. Несущая способность и подбор цепей. Учет частоты вращения, передаточного числа, длина цепи и других факторов. Переменность передаточного отношения. Динамические нагрузки. Коэффициент полезного действия. Нагрузка на валы. Проектирование звездочек. Смазка цепных передач. Цепные вариаторы – 2 ч.

Тема 14. Передачи винт-гайка

Области применения. Материалы. Допускаемые напряжения и скорости. Конструкции. Передачи винт-гайка качения: шариковые и планетарные роликовые – 2 ч.

Тема 15. Оси и валы

Классификация валов и осей. Конструкции. Критерии расчета: прочность, жесткость, колебания. Материалы, применяемые для изготовления валов. Выбор расчетных нагрузок. Выбор расчетных схем, идеализация опор.

Упрощенный расчет валов по номинальным напряжениям. Расчет на выносливость. Эффективные коэффициенты концентрации напряжения. Влияние на прочность размерного фактора. Выбор запасов прочности или допускаемых напряжений. Вероятностный расчет на прочность.

Расчет валов на жесткость. Выбор расчетных усилий, методики расчета. Допускаемые углы наклона упругой линии и прогибы – 4 ч.

Тема 16. Подшипники скольжения

Общие сведения. Основные типы подшипников скольжения. Основные параметры подшипников. Подшипниковые материалы. Многослойные вкладыши. Вкладыши из ленты. Пластмассовые вкладыши и вкладыши с пропиткой фторопластом. Виды выхода из строя подшипников. Критерии работоспособности и расчета.

Расчет подшипников, работающих в условиях граничного трения. Основные положения учения о трении смазанных поверхностей (работы Н. П. Петрова, О. Рейнольдса, Н. Е. Жуковского, С. А. Чаплыгина и др.). распределение давления в смазочном слое. Коэффициент трения в подшипниках. Выбор зазоров в подшипниках. Расчет радиальных подшипников при условии жидкостного трения с учетом рассеивания зазоров. Тепловой расчет подшипников. Естественное и искусственное охлаждение. Подвод смазки в подшипниках. Расположение смазочных канавок. Расход смазки. Системы смазки.

Конструкции подшипников скольжения. Регулирование зазоров. Сегментные подшипники. Расчет и конструкция осевых подшипников скольжения. Гидростатические подшипники. Газовые подшипники. Магнитные подшипники – 2 ч.

Тема 17. Подшипники качения

Роль подшипников качения в современных машинах. Классификация подшипников качения. Система условных обозначений.

Конструкции подшипников. Указания по выбору типов подшипников в зависимости от условий работы. Материалы тел качения и сепараторов.

Критерии работоспособности подшипников. Кинематика подшипников качения. Нагрузка на тела качения. Расчет подшипников на статическую грузоподъемность. Динамическая грузоподъемность и долговечность подшипников. Выбор расчетных нагрузок. Учет переменности режима работы. Подбор подшипников.

Максимальные скорости вращения подшипников. Потери на трение в подшипниках. Конструкции типовых подшипниковых узлов. Смазка подшипников. Сборка и разборка подшипниковых узлов – 4 ч.

Тема 18. Муфты для соединения валов

Классификация муфт. Постоянные муфты: глухие, упругие компенсирующие, жесткие компенсирующие и подвижные; сцепные муфты: управляемые и самоуправляемые – по моменту (предохранительная), по скорости (центробежная) и по направлению вращения (обгонная).

Расчетные моменты. Глухие муфты: втулочные и поперечно-свертные. Конструкции и схемы расчета. Работа упругих муфт при действии переменных и ударных моментов. Упругие муфты с резиновыми и пластмассовыми упругими элементами и металлическими элементами. Демпфирующая способность упругих муфт. Конструкция и расчет.

Жесткие компенсирующие и подвижные муфты. Зубчатые, кулачково-дисковые и шарнирные. Подбор муфт. Стандарты.

Сцепные управляемые муфты. Жесткие сцепные муфты: кулачковые и зубчатые. Форма зубьев. Включение и выключение муфт. Расчет зубьев.

Муфты трения. Классификация по форме рабочих поверхностей и механизмам управления. Динамика включения. Расчетные коэффициенты трения и допускаемые давления. Расчетные формулы. Выбор материалов. Механизмы управления. Особенности конструкции для расчета шинопневматических муфт трения.

Самоуправляемые муфты. Предохранительные муфты со срезными штифтами, пружинно-кулачковые и фрикционные. Особенности конструкции и расчет.

Обгонные муфты. Конструкции и расчет. Центробежные муфты.

Понятие об электромагнитных, фрикционных и порошковых муфтах, электромагнитных муфтах скольжения; области применения – 2 ч.

Тема 19. Станины, корпусные детали, направляющие

Классификация корпусных деталей. Выбор оптимальных форм сечений, систем ребер и перегородок. Основные положения расчета. Выбор толщин стенок. Основы проектирования литых и сварных деталей. Направляющие скольжения. Направляющие качения. Общие основы расчета – 2 ч.

Тема 20. Пружины

Назначение пружин. Классификация пружин по виду нагружения и по форме.

Материалы пружин. Допускаемые напряжения.

Конструктивные выполнения, схемы технического расчета (подбора) цилиндрических винтовых пружин растяжения и сжатия. Тарельчатые пружины – 2 ч.

Тема 21. Смазочные устройства

Классификация способов смазки и смазочных устройств. Типовые конструкции смазочных устройств. Типовые конструкции устройства для контроля, подачи, очистки и охлаждения масла – 2 ч.

Для ЛТФ (ТД) и СХФ (ЛИД)

Тема 1. Основы проектирования механизмов

Виды нагрузок, действующих на детали машин. Режимы нагрузки.

Процессы выхода из строя деталей машин и основные критерии их работоспособности и расчета: прочность, износостойкость, теплостойкость, жесткость, отсутствие колебаний недопустимой интенсивности, стойкость против коррозии и старения. Принципиальные основы расчета по этим критериям. Общие сведения выбора запасов прочности и допускаемых напряжений в деталях машин при статических и переменных нагрузках. Учет фактора времени и переменности режима работы.

Надежность деталей машин. Основные понятия и термины. Внезапные и износовые отказы. Основные зависимости. Значение проблемы повышения надежности в народном хозяйстве. Вероятностные расчеты. Основные направления повышения надежности.

Трение и износ в машинах. Основные виды изнашивания: механическое, молекулярно-механическое, коррозионно-механическое. Фреттинг-коррозия, водородное изнашивание. Повышение долговечности. Стандартизация и унификация деталей и узлов машин. Агрегатирование машин. Указания по выбору материалов и методов упрочнений.

Технологические требования к конструкциям деталей машин. Влияние технологии на формы деталей машин – 2 ч.

Тема 2. Механические передачи

Назначение и роль передач в машинах. Принципы работы и классификация механических передач. Передачи зацеплением (зубчатые, червячные и цепные) и передачи трением (с жесткими телами качения и с гибкой связью).

Передачи для постоянного и переменного передаточного отношения. Передачи ступенчатого и бесступенчатого регулирования.

Общие кинематические и энергетические соотношения для механических передач вращательного движения. Общие соображения по выбору расчетных нагрузок.

Общие сведения по контактной прочности в применении к деталям машин. Контактные напряжения и контактная прочность в условиях статического нагружения и перекатывания. Коэффициент полезного действия. Смазочные материалы. Смазка зубчатых передач. Понятие о контактно-гидродинамической теории смазки.

Нагрузки по длине зубьев, переменности режима работы и срока службы, динаминости. Конические зубчатые передачи с прямолинейными и круговыми зубьями. Основные сведения из геометрии конических зацеплений. Особенности расчета на прочность. Понятие о гипоидных и спироидных передачах. Силы, действующие на валы и оси зубчатых передач. Конструкция зубчатых колес. Эксплуатация зубчатых передач. Передачи с круговинтовым зацеплением Н. Л. Новикова с одной и двумя линиями зацепления. Области применения. Расчеты. Основные типы редукторов. Понятие о зубчатых коробках передач.

Краткая систематика показателей планетарных зубчатых редукторов. Области их применения. Волновые передачи. Кинематика и профилирование. Расчет на прочность. КПД волновых передач. Конструкция – 2 ч.

Тема 3. Расчеты зубчатых передач на прочность

Основные понятия о зубчатых передачах и основные определения. Классификация зубчатых передач. Области применения. Значение зубчатых передач среди других механических передач. Материалы. Термообработка и другие методы упрочнений. Неметаллические материалы. Виды выхода и строя зубчатых передач, критерии их работоспособности и расчет. ГОСТ 21354–75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность.

Расчет зубьев эвольвентных передач – прямозубых, косозубых, шевронных цилиндрических передач на изгиб. Номинальные напряжения. Местные напряжения. Коэффициент формы зуба. Учет совместной работы двух пар зубьев. Расчетные зависимости для проектного и проверочного расчета. Прочность зубчатых колес, выполненных со смещением. Расчет зубьев прямозубых, косозубых и шевронных цилиндрических передач по контактным напряжениям. Расчетные зависимости для проектного и проверочного расчетов. Условие равнопрочности зубьев по напряжениям. Особенности расчета передач, работающих в условиях абразивного износа. Определение расчетных нагрузок. Учет перегрузок, концентрации нагрузки, связанной с качеством изготовления. Допускаемые напряжения – 2 ч.

Тема 4. Расчеты червячных передач на прочность

Основные понятия и определения. Общие характеристики. Области применения. Классификация червячных передач. Передачи с цилиндрическим чер-

вяком: архимедовым, эвольвентным, конволютным, нелинейчатым, с выпукло-вогнутым профилем и передачи с глобоидным червяком. Кинематика и геометрия передач. Основные параметры и их выбор.

Критерии работоспособности и расчета; прочность зубьев, выносливость рабочих поверхностей, сохранение температуры в допускаемых пределах, отсутствие заедания. Применяемые материалы. Силы, действующие в червячном зацеплении. Расчет зубьев по контактным напряжениям. Приведенный радиус кривизны. Расчетные формулы. Допускаемые напряжения.

Расчет зубьев на изгиб. Коэффициент формы зуба. Условный угол обхвата. Длина контактных линий. Расчетные формулы. Допускаемые напряжения. Определение расчетных нагрузок. Коэффициент полезного действия червячных передач. Тепловой расчет. Искусственное охлаждение. Понятие о расчете зубьев на сопротивление заеданию. Расчет червяка на прочность и жесткость.

Современные конструкции червячных редукторов. Смазка червячных передач.

Особенности расчета и конструирования глобоидных (тороидных) передач – 2 ч.

Тема 5. Валы и оси, конструкция и расчеты на прочность и жесткость

Классификация валов и осей. Конструкции. Критерии расчета: прочность, жесткость, колебания. Материалы, применяемые для изготовления валов. Выбор расчетных нагрузок. Выбор расчетных схем, идеализация опор.

Упрощенный расчет валов по номинальным напряжениям. Расчет на выносливость. Эффективные коэффициенты концентрации напряжения. Влияние на прочность размерного фактора. Выбор запасов прочности или допускаемых напряжений. Вероятностный расчет на прочность.

Расчет валов на жесткость. Выбор расчетных усилий, методики расчета – 2 ч.

Тема 6. Подшипники качения и скольжения, выбор и расчеты на прочность

Общие сведения. Основные типы подшипников скольжения. Основные параметры подшипников. Подшипниковые материалы. Многослойные вкладыши. Вкладыши из ленты. Пластмассовые вкладыши и вкладыши с пропиткой фторопластом. Виды выхода из строя подшипников. Критерии работоспособности и расчета.

Расчет подшипников, работающих в условиях граничного трения. Основные положения учения о трении смазанных поверхностей (работы Н. П. Петрова, О. Рейнольдса, Н. Е. Жуковского, С. А. Чаплыгина и др.). Распределение давления в смазочном слое. Коэффициент трения в подшипниках. Выбор зазоров в подшипниках. Расчет радиальных подшипников при условии жидкостного трения с учетом рассеивания зазоров. Тепловой расчет подшипников. Естественное и искусственное охлаждение. Подвод смазки в подшипниках. Расположение смазочных канавок. Расход смазки. Системы смазки. Конструкции подшипников скольжения. Регулирование зазоров. Сегментные подшипники.

Расчет и конструкция осевых подшипников скольжения. Гидростатические подшипники. Газовые подшипники. Магнитные подшипники. Роль подшипников качения в современных машинах. Классификация подшипников качения. Система условных обозначений.

Конструкции подшипников. Указания по выбору типов подшипников в зависимости от условий работы. Материалы тел качения и сепараторов.

Критерии работоспособности подшипников. Кинематика подшипников качения. Нагрузка на тела качения. Расчет подшипников на статическую грузоподъемность. Динамическая грузоподъемность и долговечность подшипников. Выбор расчетных нагрузок. Учет переменности режима работы. Подбор подшипников.

Максимальные скорости вращения подшипников. Потери на трение в подшипниках. Конструкции типовых подшипниковых узлов. Смазка подшипников. Сборка и разборка подшипниковых узлов – 2 ч.

Тема 7. Муфты механических приборов

Классификация муфт. Постоянные муфты: глухие, упругие компенсирующие, жесткие компенсирующие и подвижные; сцепные муфты: управляемые и самоуправляемые – по моменту (предохранительная), по скорости (центробежная) и по направлению вращения (обгонная). Расчетные моменты – 2 ч.

Тема 8. Соединения деталей: резьбовые, сварные, шпоночные, шлицевые, заклепочные, с натягом

Соединения с натягом и области их применения в машиностроении. Несущая способность цилиндрических напряженных соединений при нагружении осевой силой, крутящим и изгибающим моментом. Расчет потребного натяга. Прочность сопрягаемых деталей. Расчетные и технологические натяги. Вероятностный расчет прочности сцепления. Сопротивление выплазнию. Технология сборки: запрессовка, соединения за счет температурных деформаций. Силы запрессовки и распрессовки. Потребные нагрев или охлаждение соединяемых деталей. Конические соединения.

Основные определения. Резьба. Классификация резьбы по назначению и по геометрической форме: крепежные резьбы, крепежно-уплотняющие резьбы, резьбы грузовых и ходовых (трансмиссионных) винтов. Основные параметры резьбы: диаметры, шаг, угол профиля. Стандарты.

Винты. Основные виды крепежных винтов: винт с гайкой (болт), винт, шпилька. Классификация. Форма стержня. Основные типы гаек. Стандарты.

Предохранение резьбовых соединений от развинчивания. Материалы, применяемые для изготовления винтов, гаек и шайб. Взаимодействие между винтом и гайкой: распределение осевой силы по виткам в свете исследований Н. Е. Жуковского. Расчет винта, нагруженного только осевой силой. Расчет элементов резьбы. Зависимость между осевой силой и крутящим моментом, приложенных к винту. Момент трения на опорной поверхности гайки, головки винта или торца упорного винта.

Коэффициент полезного действия винтовой пары. Самоторможение. Расчет винта, подверженного действию осевой силы и крутящего момента.

Расчет одновинтового и группового соединений под действием центральной сдвигающей силы, в случае установки винтов с зазором и под развертку. Разгрузка винтов от сдвигающих сил штифтами и шпонками.

Расчет группового винтового соединения под действием сдвигающего момента и сдвигающей нецентральной силы.

Определение сил в замкнутом резьбовом соединении при осевом симметричном нагружении.

Потребная из условия плотности затяжка. Расчет плотных резьбовых соединений: присоединений крышек цилиндров, фланцевых соединений труб. Расчеты резьбовых соединений, подверженных переменным нагрузкам; оптимальная затяжка.

Расчет резьбовых соединений, нагруженных силами и моментами в плоскости, перпендикулярной к стыку. Выбор запасов прочности и допускаемых напряжений при расчете винтов в зависимости от условий работы, материала, технологии изготовления и монтажа.

Конструкторские и технологические мероприятия по повышению выносивости винтов. Применение профилей резьбы с увеличенным радиусом впадин, специальных форм стержня, гаек, обеспечивающих повышение равномерности работы витков резьбы.

Фрикционно-винтовые (клеммовые) соединения. Конструктивные выполнения. Обзор областей применения клеммовых соединений и их роль в современном машиностроении. Методика расчета для случая нагружения соединения: а) крутящим моментом, б) осевой силой, в) изгибающим моментом.

Соединения коническими кольцами и другие фрикционные соединения.

Основные типы шпонок: призматические, сегментные, клиновые и специальные. Области применения. Стандарты на шпоночные соединения. Расчет шпоночных соединений. Допускаемые напряжения.

Шлицевые соединения. Области применения. Прямобочные шлицевые соединения. Способы центрирования. Треугольные и эвольвентные шлицевые соединения. Расчет на прочность в соответствии с ГОСТ 21425-75. Торцевые шлицевые соединения. Профильные соединения. Области применения. Развитие соединений вал-втулка. Понятие о шариковых шлицевых соединениях

Сварные соединения и их роль в машиностроении. Основные типы соединений дуговой электросваркой; соединениястыковые, нахлесточные, тавровые, угловые. Соединения электрошлаковой сваркой. Соединения контактной сваркой. Области применения. Понятия о новых и специальных видах сварки. Расчеты на прочность сварных швов. Допускаемые напряжения и запасы прочности; нормативы. Расчеты на прочность при переменных напряжениях. Экономия металла от применения сварных соединений – 2 ч.

Тема 9. Расчеты соединений на прочность

Классификация корпусных деталей. Выбор оптимальных форм сечений, систем ребер и перегородок. Основные положения расчета. Выбор толщин стенок. Основы проектирования литых и сварных деталей. Направляющие скольжения. Направляющие качения. Общие основы расчета

Классификация соединений. Соединения стержней, листов и корпусных деталей; соединения вал-ступица, соединения валов, соединения труб. Соединения неразъемные и разъемные. Соединения фрикционные и нефрикционные – 2 ч.

2.2. Наименование практических занятий

Для ЛТФ

- Пр-1. Расчет ременных передач – 2 ч.
- Пр-2. Расчет цепных передач – 2 ч.
- Пр-3. Расчет зубчатых передач – 2 ч.
- Пр-4. Расчет зубчатых передач – 2 ч.
- Пр-5. Расчет червячных передач – 2 ч.
- Пр-6. Расчет червячных передач – 2 ч.
- Пр-7. Расчет валов и подшипников – 2 ч.
- Пр-8. Расчет валов и подшипников – 2 ч.
- Пр-9. Расчет соединений – 2 ч.

Для СХФ

- Пр-1. Расчет ременных передач – 2 ч.
- Пр-2. Расчет цепных передач – 2 ч.
- Пр-3. Расчет зубчатых передач – 2 ч.
- Пр-4. Расчет червячных передач – 2 ч.
- Пр-5. Расчет соединений – 2 ч.
- Пр-6. Расчет валов и подшипников качения – 2 ч.
- Пр-7. Расчет подъемных машин – 2 ч.
- Пр-8. Расчет транспортирующих машин – 2 ч.

2.3. Наименование лабораторных работ

Для ЛТФ (АиАХ, МиОЛК, СТиТМО)

1. Изучение подшипников качения – 4 ч.
2. Разборка и сборка червячного редуктора – 2 ч.
3. Изучение зубчатых редукторов. Определение допустимых нагрузок на зубчатые колеса – 2 ч.
4. Определение КПД винтовой пары – 2 ч.
5. Определение КПД червячной пары – 2 ч.
6. Определение КПД зубчатого редуктора – 2 ч.
7. Исследование колебаний валов – 2 ч.

Для ЛТФ (ТД) и СХФ (ЛИД)

1. Изучение подшипников качения – 4 ч.
2. Разборка и сборка червячного редуктора – 4 ч.
3. Изучение зубчатых редукторов. Определение допустимых нагрузок на зубчатые колеса – 4 ч.
4. Определение КПД винтовой пары – 4 ч.
5. Определение КПД червячной пары – 4 ч.
6. Определение КПД зубчатого редуктора – 4 ч.
7. Исследование колебаний валов – 4 ч.
8. Ознакомление с устройством и работой цепных передач – 4 ч.
9. Ознакомление с устройством и работой ременных передач – 4 ч.
10. Ознакомление с конструкцией редукторных валов и методами их расчета – 4 ч.
11. Исследование оптимизации массы деталей – 5 ч.
12. Анализ методов повышения жесткости конструкций – 5 ч.

Для СХФ (МСХ, ЭиАСХ)

1. Изучение подшипников качения – 4 ч.
2. Разборка и сборка червячного редуктора – 2 ч.
3. Изучение зубчатых редукторов. Определение допустимых нагрузок на зубчатые колеса – 4 ч.
4. Определение КПД винтовых пар – 2 ч.
5. Определение КПД червячной пары – 2 ч.
6. Определение КПД зубчатого редуктора – 2 ч.
7. Исследование колебаний валов – 2 ч.

2.4. Самостоятельная работа и контроль успеваемости

Очная форма обучения ЛТФ

Вид самостоятельных работ	Кол-во часов	Вид контроля успеваемости
1. Проработка лекционного материала по конспекту и учебной литературе	18	Экзамен
2. Выполнение курсового проекта	31	Курсовой проект
3. Подготовка к экзамену	14	
4. Подготовка к лабораторной работе	9	
5. Подготовка к практической работе	8	
ВСЕГО:	80	

Заочная форма обучения ЛТФ

Вид самостоятельных работ	Кол-во часов	Вид контроля успеваемости
1. Проработка лекционного материала по конспекту и учебной литературе	6	Экзамен
2. Выполнение курсового проекта	93	Курсовой проект
3. Подготовка к экзамену	16	
4. Подготовка к практической работе	5	
5. Выполнение контрольной работы	22	Контр. работа
ВСЕГО:	142	

Очно-заочная форма обучения ЛТФ

Вид самостоятельных работ	Кол-во часов	Вид контроля успеваемости
1. Проработка лекционного материала по конспекту и учебной литературе	18	Экзамен
2. Выполнение курсового проекта	31	Курсовой проект
3. Подготовка к экзамену	14	
4. Подготовка к практической работе	8	
ВСЕГО:	71	

Очная форма обучения СХФ

Вид самостоятельных работ	Кол-во часов	Вид контроля успеваемости
1. Проработка лекционного материала по конспекту и учебной литературе	17	Экзамен
2. Выполнение курсового проекта	18	Курсовой проект
3. Подготовка к лабораторной работе	9	
4. Подготовка к практической работе	8	
5. Подготовка к экзамену	16	
ВСЕГО:	68	

Заочная форма обучения СХФ

Вид самостоятельных работ	Кол-во часов	Вид контроля успеваемости
1. Проработка лекционного материала по конспекту и учебной литературе	6	Экзамен
2. Выполнение курсового проекта	90	Курсовой проект
3. Подготовка к лабораторной работе	3	
4. Выполнение контрольной работы	9	Контр. работа
5. Подготовка к экзамену	10	
ВСЕГО:	118	

2.5. Распределение часов по темам и видам занятий

Для студентов очного обучения ЛТФ (АиАХ, СТиТМО)

№ и наименование темы дисциплины	Объем работ, ч					Вид контроля успеваемости
	лекции	ПЗ	ЛР	СР	всего	
1. Основы проектирования механизмов	2	—	—	2	4	ФО, КР, КП с оценкой, экзамен.
2. Механические передачи	2	2	—	2	6	
3. Расчеты зубчатых передач на прочность	4	2	4	3	13	
4. Расчеты червячных передач на прочность	4	2	4	3	13	
5. Фрикционные передачи, расчет	2	2	—	2	6	
6. Ременные передачи, расчет	4	2	—	2	8	
7. Цепные передачи, расчет	4	2	—	2	8	
8. Передачи винт-гайка	2	—	4	—	6	
9. Валы и оси, конструкция	4	—	—	2	6	
10. Расчеты валов и осей	2	2	—	4	8	
11. Подшипники скольжения	2	—	—	2	4	
12. Подшипники качения	2	2	4	2	10	
13. Муфты и их расчет	2	—	—	2	4	
14. Соединения деталей: резьбовые, сварные, заклепочные, с натягом, шпоночные, шлицевые, паяные, профильные	4	—	—	2	6	
15. Расчет соединений на прочность	6	2	—	2	10	
16. Корпусные детали механизмов	2	—	—	2	4	
17. Пружины	2	—	—	1	5	
Выполнение курсового проекта			—	31	31	
Подготовка к экзамену				14	14	
Всего:	50	18	16	80	164	

Для студентов заочного обучения ЛТФ (АиАХ, СтиТМО)

№ и наименование темы дисциплины	Объем работ, ч				Вид контроля успеваемости
	лекции	ПЗ	СР	всего	
1. Основы проектирования механизмов	2	–	2	4	ФО, КР, КП с оценкой, экзамен.
2. Механические передачи	1	–	2	3	
3. Расчеты зубчатых передач на прочность	2	1	3	6	
4. Расчеты червячных передач на прочность	2	1	3	6	
5. Фрикционные передачи, расчет	–	1	1	2	
6. Ременные передачи, расчет	1	–	2	3	
7. Цепные передачи, расчет	1	–	2	3	
8. Передачи винт-гайка	–	1	1	2	
9. Валы и оси, конструкция	–	–	1	1	
10. Расчеты валов и осей	1	–	3	4	
11. Подшипники скольжения	–	1	2	3	
12. Подшипники качения	1	–	4	5	
13. Муфты и их расчет	–	2	2	4	
14. Соединения деталей: резьбовые, сварные, заклепочные, с натягом, шпоночные, шлицевые, паяные, профильные	1	–	2	3	
15. Расчет соединений на прочность	1	–	2	3	
16. Корпусные детали механизмов	–	1	2	3	
17. Пружины	–	–	2	2	
Выполнение курсового проекта	–	–	80	80	
Подготовка к экзамену	–	–	16	16	
Выполнение контрольной работы	–	–	10	10	
Всего:	12	10	142	164	

Для студентов очного обучения ЛТФ (МиОЛК)

№ и наименование темы дисциплины	Объем работ, ч					Вид контроля успеваемости
	лекции	ПЗ	ЛР	СР	всего	
1. Основы конструирования и расчета деталей	2	–	–	2	4	ФО, КР, КП с оценкой, экзамен.
2. Соединения	2	2	2	3	9	
3. Сварные соединения, паяные и клевые соединения	2	–	–	1	3	
4. Соединения деталей с натягом	2	–	–	1	3	
5. Резьбовые (винтовые) соединения	2	–	–	1	3	
6. Шпоночные, шлицевые и профильные (бессшпоночные) соединения	2	–	–	1	3	
7. Передачи	4	4		4	12	
8. Зубчатые передачи	4	2	4		10	
9. Червячные передачи	2	2	4	4	12	
10. Ременные передачи	2	–	–	1	3	
11. Фрикционные передачи	2	–	–	1	3	
12. Цепные передачи	2	–	–	1	3	
13. Передача винт-гайка	2	–	–	–	2	
14. Оси и валы	4	4	4	4	16	
15. Подшипники скольжения	2	–	–	1	3	
16. Подшипники качения	4	4	2	3	13	
17. Муфты для соединения валов	2	–	–	1	3	
18. Станины, корпусные детали, направляющие	2	–	–	1	3	
19. Пружины	2	–	–	1	3	
20. Смазочные устройства	2	–	–	1	3	
Подготовка к экзамену	–	–	–	10	10	
Выполнение курсового проекта	–	–	–	32	32	
Всего:	50	18	16	84	168	

Для студентов заочного обучения ЛТФ (МиОЛК)

№ и наименование темы дисциплины	Объем работ, ч					Вид контроля успеваемости
	лекции	ПЗ	ЛР	СР	всего	
1. Основы конструирования и расчета деталей	1	—	—	0,5	1,5	
2. Соединения	2	1	1	2	6	
3. Сварные соединения, паяные и клеевые соединения	—	—	—	5	5	
4. Соединения деталей с натягом	—	—	—	5	5	
5. Резьбовые (винтовые) соединения	—	—	—	6	6	
6. Шпоночные, шлицевые и профильные (бесшпоночные) соединения	—	—	—	5	5	
7. Передачи	1	—	—	0,5	1,5	
8. Зубчатые передачи	1	1	—	1	3	
9. Червячные передачи	1	1	—	1	3	
10. Ременные передачи	—	—	—	5	5	
11. Фрикционные передачи	—	—	—	5	5	
12. Цепные передачи	—	—	—	5	5	
13. Передача винт-гайка	—	—	—	5	5	
14. Оси и валы	1	—	1	1	3	
15. Подшипники скольжения	—	—	1	0,5	1,5	
16. Подшипники качения	1	—	—	0,5	1,5	
17. Муфты для соединения валов	—	—	—	4	4	
18. Станины, корпусные детали, направляющие	—	—	—	4	4	
19. Пружины	—	—	—	5	5	
20. Смазочные устройства	—	—	—	5	5	
21. Грузоподъемные машины	1	—	—	0,5	1,5	
22. Элементы грузоподъемных машин	—	1	—	0,5	1,5	
23. Механизмы грузоподъемных машин	1	1	1	1,5	4,5	
24. Транспортирующие машины с тяговым органом	1	1	—	1	3	
25. Транспортирующие машины без тягового органа	1	—	—	0,5	1,5	
26. Применение транспортирующих машин	—	—	—	6	6	
Подготовка к экзамену.	—	—	—	20	20	
Выполнение курсового проекта.	—	—	—	50	50	
Всего:	12	6	4	146	168	

Для студентов очного обучения ЛТФ, СХ (ТД, ЛИД)

№ и наименование темы дисциплины	Объем работ, ч				Вид контроля успеваемости
	лекции	ЛР	СР	всего	
1. Основы проектирования механизмов	2	8	4	14	
2. Механические передачи	8	12	10	30	
3. Расчеты зубчатых передач на прочность	2	6	4	12	
4. Расчеты червячных передач на прочность	2	4	4	10	
5. Валы и оси, конструкция и расчеты на прочность и жесткость	3	8	4	15	
6. Подшипники качения и скольжения, выбор и расчеты на прочность	4	4	4	12	
7. Муфты механических приборов	2	—	4	6	
8. Соединения деталей: резьбовые, сварные, шпоночные, шлицевые, заклепочные, с натягом	10	4	4	18	
9. Расчеты соединений на прочность	1	4	4	9	
Выполнение курсового проекта	—	—	28	28	
Подготовка к экзамену	—	—	14	14	
Всего:	34	50	84	168	

Для студентов заочного обучения ЛТФ, СХ (ТД, ЛИД)

№ и наименование темы дисциплины	Объем работ, ч				Вид контроля успеваемости
	лекции	ЛР	СР	всего	
1. Основы проектирования механизмов	1	–	1	2	ФО, КР, КП с оценкой, экзамен.
2. Механические передачи	2	–	1	3	
3. Расчеты зубчатых передач на прочность	2	2	1	5	
4. Расчеты червячных передач на прочность	1	2	1	4	
5. Валы и оси, конструкция и расчеты на прочность и жесткость	1	2	1	4	
6. Подшипники качения и скольжения, выбор и расчеты на прочность	1	2	1	4	
7. Муфты механических приборов	1	–	1	2	
8. Соединения деталей: резьбовые, сварные, шпоночные, шлицевые, заклепочные, с натягом	1	2	1	4	
9. Расчеты соединений на прочность	2	–	1	3	
Выполнение курсового проекта	–	–	97	97	
Подготовка к экзамену	–	–	16	16	
Выполнение контрольной работы	–	–	24	24	
Всего:	12	10	146	168	

ПЗ – практические занятия; ЛР – лабораторная работа; СР – самостоятельная работа; ФО – фронтальный опрос, КР – контрольная работа, КП – курсовой проект.

3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ ПОДГОТОВКЕ СТУДЕНТОВ

3.1. Методические рекомендации по самостоятельной подготовке лекционного материала

Основы проектирования

Процесс разработки машин имеет сложную, разветвленную неоднозначную структуру и обычно называется широким термином ПРОЕКТИРОВАНИЕ – создание прообраза объекта, представляющего в общих чертах его основные параметры. Под КОНСТРУИРОВАНИЕМ понимают весь процесс от идеи до изготовления машин, некоторые – лишь завершающую стадию его подготовки. Но в любом случае цель и конечный результат конструирования – создание рабочей документации (ГОСТ 2.102–68), по которой можно без участия разработчика изготавливать, эксплуатировать, контролировать и ремонтировать изделие.

Проектирование машин выполняют в несколько стадий, установленных ГОСТ 2.103–68. Для единичного производства это:

Разработка технического предложения по ГОСТ 2.118–73.

Разработка технического проекта по ГОСТ 2.120–73.

Разработка документации для изготовления изделия.

Корректировка документации по результатам изготовления и испытания изделия.

Успешная работа деталей и машин заключается в обеспечении работоспособности и надежности.

Работоспособность деталей и машин определяется как свойство выполнять свои функции с заданными показателями и характеризуется следующими критериями:

Прочность – способность детали сопротивляться разрушению или необратимому изменению формы (деформации);

Жесткость – способность детали сопротивляться любой деформации;

Износостойкость – способность сохранять первоначальную форму своей поверхности, сопротивляясь износу;

Теплостойкость – способность сохранять свои свойства при действии высоких температур;

Виброустойчивость – способность работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

Надежность определяется как свойство детали и машины выполнять свои функции, сохраняя заданные показатели в течение заданного времени и, по существу, выражает собой перспективы сохранения работоспособности.

В процессе работы детали и машины подвергаются не только расчетным нагрузкам, которые конструктор ожидает и учитывает, но и попадают во внештатные ситуации, которые очень трудно предусмотреть, как, например, удары, вибрация, загрязнение, экстремальные природные условия и т. п. При этом возникает отказ – утрата работоспособности вследствие разрушения деталей или нарушения их правильного взаимодействия. Отказы бывают полные и частичные; внезапные (поломки) и постепенные (износ, коррозия); опасные для жизни; тяжелые и легкие; устранимые и неустранимые; приработочные (возникают в начале эксплуатации) и связанные с наличием дефектных деталей; отказы по причине износа, усталости и старения материалов. При всей значимости всех описанных критериев, нетрудно заметить, что прочность является важнейшим критерием работоспособности и надежности.

КЛАССИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Не существует абсолютной, полной и завершенной классификации всех существующих деталей машин, т. к. конструкции их многообразны и, к тому же, постоянно разрабатываются новые. Для ориентирования в бесконечном многообразии детали машин классифицируют на типовые группы по характеру их использования.

Передачи передают движение от источника к потребителю.

Валы и оси несут на себе вращающиеся детали передач.

Опоры служат для установки валов и осей.

Муфты соединяют между собой валы и передают вращающий момент.

Соединительные детали (соединения) соединяют детали между собой.

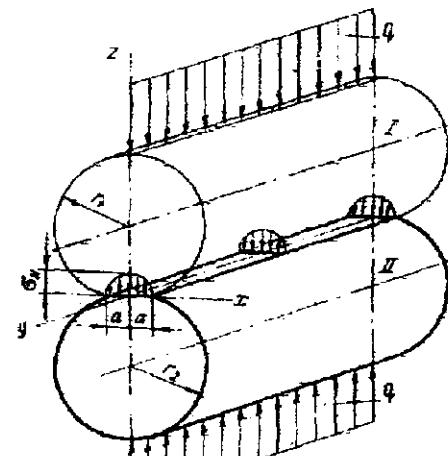
Упругие элементы смягчают вибрацию и удары, накапливают энергию, обеспечивают постоянное сжатие деталей.

I. Передачи

Расчет зубьев на контактную выносливость

Аналитическими методами теории прочности можно получить точное решение для вычисления напряжений в контакте двух эвольвентных профилей. Однако это слишком усложнит задачу, поэтому на малой площадке контакта геометрия эвольвентных профилей корректно подменяется контактом двух цилиндров. Для этого случая используют формулу Герца – Беляева:

$$y_H = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} q_n}{2\pi(1-v^2) c_{\text{пр}}}} \leq [y]_H^E.$$



Здесь $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости материалов шестерни и колеса:

$$E_{\text{пр}} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2);$$

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны зубьев:

$$1/\rho_{\text{пр}} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2, \quad \rho_{1,2} = 0,5d_{W1,2} \sin\alpha_W;$$

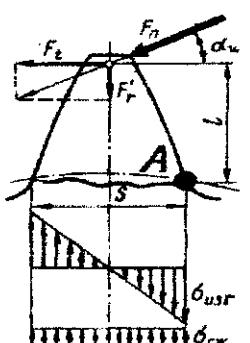
v – коэффициент Пуассона; q_n – удельная погонная нормальная нагрузка; $[\sigma]_H^E$ – допускаемые контактные напряжения с учетом фактических условий работы.

Расчет зубьев на контактную выносливость для закрытых передач (длительно работают на постоянных режимах без перегрузок) выполняют как проектировочный. В расчете задаются передаточным отношением, которое зависит от делительных диаметров и определяют межосевое расстояние $A_{\text{ш}}$ (или модуль m), а через него и все геометрические параметры зубьев. Для открытых передач контактные дефекты не характерны и этот расчет выполняют, как проверочный, вычисляя контактные напряжения и сравнивая их с допускаемыми.

Расчет зубьев на изгиб

Зуб представляют как консольную балку переменного сечения, нагруженную окружной и радиальной силами (изгибом от осевой силы пренебрегают). При этом окружная сила стремится изогнуть зуб, вызывая максимальные напряжения изгиба в опасном корневом сечении, а радиальная сила сжимает зуб, немного облегчая его напряженное состояние:

$$\sigma_A = \sigma_{\text{изг.} A} - \sigma_{\text{сжатия} A}.$$



Напряжения сжатия вычитаются из напряжений изгиба. Учитывая, что напряжения изгиба в консольной балке равны частному от деления изгибающего момента $M_{\text{изг}}$ на момент со-

противления корневого сечения зуба W , а напряжения сжатия это сила F_r , деленная на площадь корневого сечения зуба, получаем

$$\sigma_A = \frac{M_{изг}}{W} - \frac{F_r}{bS} = \frac{F_t}{b} \left(\frac{6l}{S^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{S} \right) \frac{m}{m} = \frac{F_t}{bm} Y_H.$$

Здесь b – ширина зуба, m – модуль зацепления, Y_H – коэффициент прочности зуба.

Иногда используют понятие коэффициента формы зуба $Y_{FH} = 1/Y_H$.

Таким образом, получаем в окончательном виде условие прочности зуба на изгиб:

$$\sigma_A = q_n Y_H / m \leq [\sigma]_F^E.$$

Полученное уравнение решают, задавшись свойствами выбранного материала.

Допускаемые напряжения на изгиб (индекс F) и контактные (индекс H) зависят от свойств материала, направления приложенной нагрузки и числа циклов наработки передачи

$$[\sigma]_F^E = [\sigma]_F K_F K_{FC} / S_F; \quad [\sigma]_H^E = [\sigma]_H K_H / S_H.$$

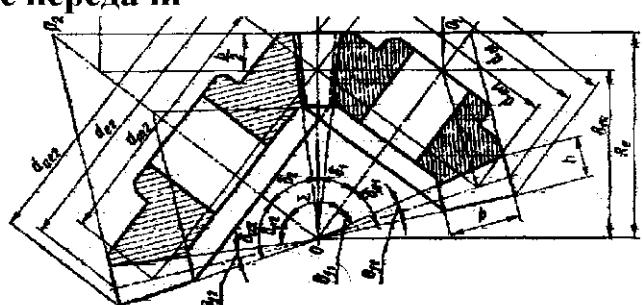
Здесь $[\sigma]_F$ и $[\sigma]_H$ – соответственно пределы изгибной и контактной выносливости; S_F и S_H – коэффициенты безопасности, зависящие от термообработки материалов; K_{FC} учитывает влияние двухстороннего приложения нагрузки для реверсивных передач; K_F и K_H – коэффициенты долговечности, зависящие от соотношения фактического и базового числа циклов наработки. Фактическое число циклов наработки находится произведением частоты вращения колеса и срока его службы в минутах. Базовые числа циклов напряжений зависят от материала и термообработки зубьев.

Расчет зубьев на изгиб для открытых передач (работают на неравномерных режимах с перегрузками) выполняют как проектировочный. В расчете задаются прочностными характеристиками материала и определяют модуль m , а через него и все геометрические параметры зубьев. Для закрытых передач излом зуба не характерен и этот расчет выполняют, как проверочный, сравнивая изгибные напряжения с допускаемыми.

Конические передачи

Сначала конструктор выбирает внешний окружной модуль m_{te} , из которого рассчитывается вся геометрия зацепления, в частности нормальный модуль в середине зуба:

$$m_{nm} = m_{te} (1 - 0,5b/R_e),$$



где R_e – внешнее конусное расстояние.

Силы в конической передаче действуют аналогично цилиндрической, однако следует помнить, что из-за перпендикулярности осей радиальная сила на шестерне аналогична осевой силе для колеса и наоборот, а окружная сила при переходе от шестерни к колесу только меняет знак. Прочностные расчеты конических колес проводят аналогично цилиндрическим, по той же методике.

Из условия контактной выносливости определяют внешний делительный диаметр d_{we} , из условия прочности на изгиб находят нормальный модуль в середине зуба m_{nm} . При этом в расчет принимаются воображаемые эквивалентные колеса с числами зубьев $Z_{e1,2} = Z_{1,2}/\cos\delta_{1,2}$ и диаметры $d_{e1,2} = m_{te}Z_{1,2}/\cos\delta_{1,2}$. Здесь Z_1, Z_2 – фактические числа зубьев конических колес. При этом числа $Z_{e1,2}$ могут быть дробными.

В эквивалентных цилиндрических колесах диаметр начальной окружности и модуль соответствуют среднему сечению конического зуба, вместо межосевого расстояния берется среднее конусное расстояние, а профили эквивалентных зубьев получают разверткой дополнительного конуса на плоскость.

Червячная передача

Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом 90° . Она состоит из червяка – винта с трапецидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы. Движение в червячной передаче преобразуется по принципу винтовой пары. Изобретателем червячных передач считают Архимеда.

Достоинства червячных передач:

- большое передаточное отношение (до 80);
- плавность и бесшумность хода.

В отличие от эвольвентных зацеплений, где преобладает контактное качение, виток червяка скользит по зубу колеса. Следовательно, червячные передачи имеют «по определению» один фундаментальный недостаток: высокое трение в зацеплении. Это ведет к низкому КПД (на 20–30 % ниже, чем у зубчатых), износу, нагреву и необходимости применять дорогие антифрикционные материалы.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство: движение передается только от червяка к колесу, а не наоборот.

Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической

$$U = n_1/n_2 = Z_2/Z_1.$$

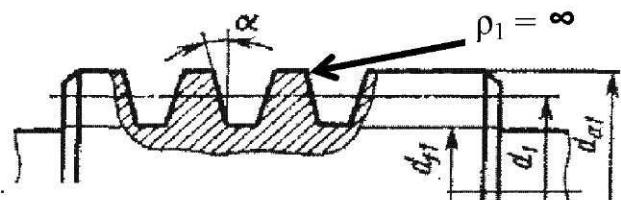
Здесь Z_2 – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни Z_1 выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2 или 4.

Очевидно, что однозаходный червяк дает наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счет роста угла трения.

Основные причины выхода из строя червячных передач: поверхностное выкрашивание и схватывание; излом зуба.

Это напоминает характерные дефекты зубчатых передач, поэтому и расчеты проводятся аналогично.

В осевом сечении червячная пара фактически представляет собой прямо-бочное реечное зацепление, где радиус кривизны боковой поверхности «рейки» (винта червяка) ρ_1 равен бесконечности и, следовательно, приведенный радиус кривизны равен радиусу кривизны зуба колеса



$$\rho_{\text{пр}} = \rho_2.$$

Далее расчет проводится по формуле Герца-Беляева. Из проектировочного расчета находят осевой модуль червяка, а по нему и все геометрические параметры зацепления.

Особенность расчета на изгиб состоит в том, что принимается эквивалентное число зубьев

$$Z_{\text{экв}} = Z_2 / \cos^3 \gamma,$$

где γ – угол подъема витков червяка.

Вследствие нагрева, вызванного трением, червячные передачи нуждаются также и в тепловом расчете. Практика показывает, что механизм опасно нагревать выше 95 °C. Допускаемая температура назначается 65 °C.

Уравнение для теплового расчета составляется из баланса тепловой энергии, а именно: выделяемое червячной парой тепло должно полностью отводиться в окружающую среду:

$$Q_{\text{выделяемое}} = Q_{\text{отводимое}}.$$

Решая это уравнение, находим температуру редуктора, передающего заданную мощность N :

$$t = [N(1 - \eta)]/[K_T S(1 - \Psi)] + t_0,$$

где K_T – коэффициент теплоотдачи; S – поверхность охлаждения (корпус); Ψ – коэффициент теплоотвода в пол; t_0 – температура окружающей среды.

В случае когда расчетная температура превышает допускаемую следует предусмотреть отвод избыточной теплоты. Это достигается оребрением редуктора, искусственной вентиляцией, змеевиками с охлаждающей жидкостью в масляной ванне и т. д. Оптимальная пара трения – это «сталь по бронзе». Поэтому при стальном червяке червячные колеса должны выполняться из бронзовых сплавов. Однако цветные металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который крепится на сравнительно дешевой стальной

стушице. Таким образом, *червячное колесо* – сборочная единица, где самые популярные способы крепления венца это либо центробежное литье в кольцевую канавку стушицы, либо крепление венца к стушице болтами за фланец, либо посадка с натягом и стопорение винтами для предотвращения взаимного смещения венца и стушицы.

Фрикционные передачи

Передают движение за счет сил трения (лат. *Frictio* – трение). Простейшие передачи состоят из двух цилиндрических или конических роликов – катков.

Главное условие работы передачи состоит в том, что момент сил трения между катками должен быть больше передаваемого вращающего момента.

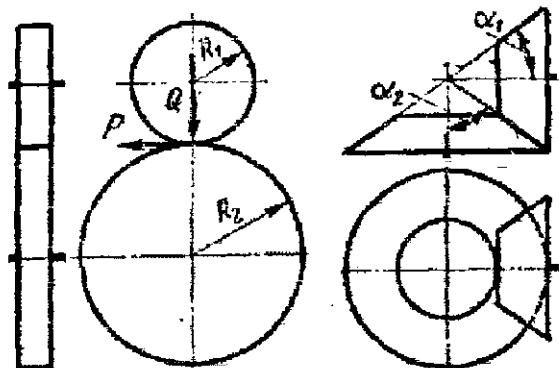
Передаточное отношение цилиндрической фрикционной передачи определяют как отношение частот вращения или диаметров тел качения:

$$U = n_1/n_2 = D_2/[D_1(1 - \varepsilon)],$$

где ε – коэффициент скольжения (0,05 – для передач «всухую»; 0,01 – для передач со смазкой и большими передаточными отношениями). Для конической передачи – вместо диаметров берут углы конусов.

Фрикционные передачи выполняются либо с постоянным, либо с регулируемым передаточным отношением (вариаторы).

Передачи с постоянным передаточным отношением применяются редко, главным образом в кинематических цепях приборов, например магнитофонов и т. п. Они уступают зубчатым передачам в несущей способности. Зато фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и в силовых передачах для бесступенчатого регулирования скорости. Зубчатые передачи не позволяют такого регулирования.



Основными видами поломок фрикционных передач являются:

- усталостное выкрашивание (в передачах с жидкостным трением смазки, когда износ сводится к минимуму);
- износ (в передачах без смазки);
- задир поверхности при пробуксовке.

Поскольку все это следствие высоких контактных напряжений сжатия, то в качестве проектировочного выполняется расчет по допускаемым контактным напряжениям. Здесь применяется формула Герца – Беляева, которая, собственно говоря, и была выведена для этого случая. Исходя из допускаемых контактных напряжений, свойств материала и передаваемой мощности определяются диаметры фрикционных колес:

$$D_1 = 2 \cdot 3 \sqrt{E \frac{\beta}{\psi f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \left(\frac{1292}{U[\sigma]_K} \right)^2}; \quad D_2 = UD_1.$$

Основные требования к материалам фрикционных колес:
высокая износостойкость и поверхностная прочность;
высокий коэффициент трения (во избежание больших сил сжатия);
высокий модуль упругости (чтобы площадка контакта, а значит, и потери на трение были малы).

Наиболее пригодными оказываются шарикоподшипниковые стали типа ШХ15 или 18ХГТ, 18Х2Н4МА.

Разработаны специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем, коэффициент трения которых достигает 0,5. Широко применяется текстолит. Применяются обрезиненные катки, однако их коэффициент трения падает с ростом влажности воздуха. Для крупных передач применяют прессованный асбест, прорезиненную ткань и кожу.

Ременные передачи

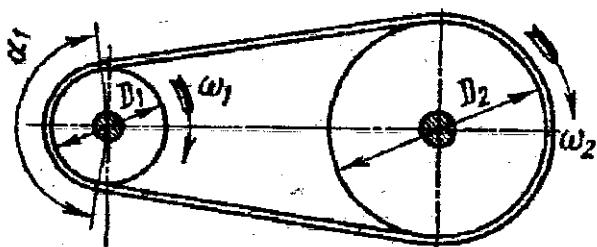


Схема ременной передачи



Основные сечения ремней

Являются разновидностью фрикционных передач, где движение передается посредством специального кольцевого замкнутого ремня.

Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания.

Ремни имеют различные сечения:

- плоские, прямоугольного сечения;
- трапециевидные, клиновые;
- круглого сечения;
- поликлиновые.

Порядок проектного расчета плоскоременной передачи

- Выбирают тип ремня.
- Определяют диаметр малого шкива:

$$D_1 = (110 \dots 130)(N/n)^{1/3},$$

где N – мощность, КВт, n – частота вращения, об/мин, подбирают ближайший по ГОСТ 17383–73.

- Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины:

$$2(D_1 + D_2) \leq a \leq 15 \text{ м.}$$

4. Проверяют угол обхвата на малом шкиве: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(D_2 - D_1)/a$, рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, при необходимости на ведомой нити ремня применяют натяжной ролик, который позволяет даже при малых межосевых расстояниях получить угол обхвата более 180° . Угол обхвата можно измерить по вычерченной в масштабе схеме передачи.

5. По передаваемой мощности N и скорости v ремня определяют ширину $b \geq N/(vz[p])$ и площадь ремня $F \geq N/(v[k])$, где $[p]$ – допускаемая нагрузка на 1 мм ширины прокладки, $[k]$ – допускаемая нагрузка на единицу площади сечения ремня.

6. Подбирают требуемый ремень по ГОСТам 101–54; 6982–54; 18679–73; 6982–75; 23831–79; ОСТ 17–969–84.

7. Проверяют ресурс передачи $N = 3600vz_m T$.

8. Вычисляют силы, действующие на валы передачи $F_R = F_0 \cos(\beta/2)$.

Порядок проектного расчета клиноременной передачи

1. Выбирают по ГОСТам 1284–68; 1284.1–80; 5813–76; РТМ 51015–70 профиль ремня. Большие размеры в таблицах соответствуют тихоходным, а меньшие – быстроходным передачам.

2. Определяют диаметр малого шкива.

3. Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины: $0,55(D_M + D_6)h \leq a \leq 2(D_1 + D_2)$, где h – высота сечения ремня.

4. Находят длину ремня и округляют ее до ближайшего стандартного значения.

5. Проверяют частоту пробегов ремня и если она выше допустимой, то увеличивают диаметры шкивов или длину ремня.

6. Окончательно уточняют межосевое расстояние.

Валы и оси

Колеса передач установлены на специальных продолговатых деталях круглого сечения. Среди таких деталей различают оси и валы.

ОСЬ – деталь, служащая для удержания колес и центрирования их вращения. ВАЛ – ось, передающая вращающий момент.

Формы валов и осей весьма многообразны от простейших цилиндров до сложных коленчатых конструкций. Известны конструкции гибких валов, которые предложил шведский инженер Карл де Лаваль еще в 1889 г.

Форма вала определяется распределением изгибающих и крутящих моментов по его длине. Правильно спроектированный вал представляет собой балку равного сопротивления. Валы и оси вращаются, а следовательно, испытывают знакопеременные нагрузки, напряжения и деформации. Поэтому поломки валов и осей имеют усталостный характер. Причины поломок валов и осей прослеживаются на всех этапах их «жизни».

1. На стадии проектирования – неверный выбор формы, неверная оценка концентраторов напряжений.

2. На стадии изготовления – надрезы, забоины, вмятины от небрежного обращения.

3. На стадии эксплуатации – неверная регулировка подшипниковых узлов.

Для работоспособности вала или оси необходимо обеспечить:

- объемную прочность (способность сопротивляться $M_{изг}$ и $M_{крут}$);
- поверхностную прочность (особенно в местах соединения с другими деталями);

- жесткость на изгиб; крутильную жесткость (особенно для длинных валов).

Все валы в обязательном порядке рассчитывают на объемную прочность.

Схемы нагружения валов и осей зависят от количества и места установки на них вращающихся деталей и направления действия сил. При сложном нагружении выбирают две ортогональные плоскости (например, фронтальную и горизонтальную) и рассматривают схему в каждой плоскости. Рассчитываются, конечно, не реальные конструкции, а упрощенные расчетные модели, представляющие собой балки на шарирных опорах, балки с заделкой и даже статически неопределенные задачи.

При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарирных опорах. При выборе типа опоры полагают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарирно-неподвижной или шарирно-подвижной опорой. Подшипники скольжения или качения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, – как шарирно-подвижные.

Расчет вала на объемную прочность выполняют в три этапа.

I. Предварительный расчет валов.

Выполняется на стадии проработки технического задания, когда известны только вращающие моменты на всех валах машины. При этом считается, что вал испытывает только касательные напряжения кручения

$$\tau_{kp} = M_{bp}/W_p \leq [\tau]_{kp},$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения.

Для круглого сечения $W_p = \pi d^3/16$, $[\tau]_{kp} = 15 \div 20 \text{ Н/мм}^2$.

Условие прочности по напряжениям кручения удобно решать относительно диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{bp}}{0,2[\tau]_{kp}}}.$$

Это минимальный диаметр вала. На всех других участках вала он может быть только больше. Вычисленный минимальный диаметр вала округляется до ближайшего большего из нормального ряда. Этот диаметр является исходным для дальнейшего проектирования.

II. Уточненный расчет валов.

На данном этапе учитывает не только вращающий, но и изгибающие моменты. Выполняется на этапе эскизной компоновки, когда предварительно выбраны подшипники, известна длина всех участков вала, известно положение всех колес на валу, рассчитаны силы, действующие на вал.

Чертятся расчетные схемы вала в двух плоскостях. По известным силам в зубчатых передачах и расстояниям до опор строятся эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и фронтальной плоскостях. Затем вычисляется суммарный изгибающий момент

$$M_{\text{изг}_{\text{сумм}}} = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}.$$

Далее рассчитывается и строится эпюра эквивалентного «изгибающе-вращающего» момента:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{изг}_{\text{сумм}}}^2 + aM_{\text{вр}}^2},$$

где $a = 0,75$ или 1 в зависимости от принятой теории прочности.

Вычисляется эквивалентное напряжение от совместного действия изгиба и кручения $\sigma_{\text{экв}} = M_{\text{экв}} / W_p$.

Уравнение также решается относительно минимального диаметра вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,2[\tau]}}.$$

Или то же самое для сравнения с допускаемыми нормальными напряжениями:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]}}.$$

Полученный в уточненном расчете минимальный диаметр вала принимается окончательно для дальнейшего проектирования.

III. Расчет вала на выносливость.

Выполняется как проверочный на стадии рабочего проектирования, когда практически готов рабочий чертеж вала, т. е. известна его точная форма, размеры и все концентраторы напряжений: шпоночные пазы, кольцевые канавки, сквозные и глухие отверстия, посадки с натягом, галтели (плавные, скругленные переходы диаметров).

При расчете полагается, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения – по отнулевому пульсирующему циклу.

Проверочный расчет вала на выносливость по существу сводится к определению фактического коэффициента запаса прочности n , который сравнивается с допускаемым:

$$n = \frac{n_y n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = 1,5 \div 2.$$

Здесь n_σ и n_τ – коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \sigma_a / \varepsilon_\delta + \psi_\delta \sigma_m}, \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau \tau_a / \varepsilon_\tau + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении с симметричным циклом; k_σ и k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие галтели, шпоночные канавки, прессовые посадки и резьбу; ε_δ и ε_τ – масштабные коэффициенты диаметра вала; σ_a и τ_a – амплитудные значения напряжений; σ_m и τ_m – средние напряжения цикла ($\sigma_m = 0$, $\tau_m = \tau_a$); ψ_δ и ψ_τ – коэффициенты влияния среднего напряжения цикла на усталостную прочность зависят от типа стали.

Вычисление коэффициентов запаса прочности по напряжениям подробно излагалось в курсе «Сопротивление материалов» в разделе «Циклическое напряженное состояние».

Если коэффициент запаса оказывается меньше требуемого, то сопротивление усталости можно существенно повысить, применив поверхностное упрочнение: азотирование, поверхностную закалку токами высокой частоты, дробеструйный наклеп, обкатку роликами и т. д. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50 % и более.

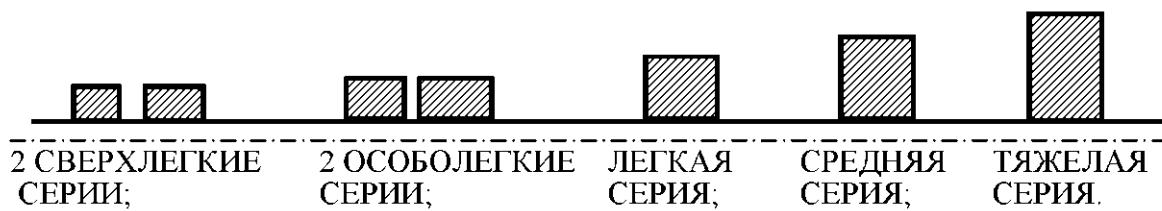
Подшипники

Принцип их конструкции заключается в наличии между валом и корпусом группы одинаковых круглых тел, называемых телами. Это могут быть или шарики, или ролики (короткие толстые либо длинные иглообразные), или конические ролики, или бочкообразные, или даже спиралевидные пружины. Обычно подшипник выполняется как самостоятельная сборочная единица, состоящая из наружного и внутреннего колец, между которыми и помещены тела качения.

По форме тел качения подшипники делятся:

- на *шариковые* (быстроходны, способны к самоустановке за счет возможности некоторого отклонения оси вращения);
- *роликовые* – конические, цилиндрические, игольчатые (более грузоподъемны, но из-за точно фиксированного положения оси вращения не способны самоустанавливаться, кроме бочкообразных роликов).

По радиальным габаритам подшипники сгруппированы в семь серий:



По осевым габаритам подшипники сгруппированы в четыре серии:



По классам точности подшипники различают:

- «0» – нормального класса;
- «6» – повышенной точности;
- «5» – высокой точности;
- «4» – особо высокой точности;
- «2» – сверхвысокой точности.

Вычислив радиальную F_r и осевую F_a реакции опор вала, конструктор может выбрать:

- радиальные подшипники (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только радиальную нагрузку и незначительную осевую. Это цилиндрические роликовые (если $F_a = 0$) и радиальные шариковые подшипники;
- радиально-упорные подшипники (если $F_r > F_a$), воспринимающие большую радиальную и меньшую осевую нагрузки. Это радиально-упорные шариковые и конические роликовые с малым углом конуса
- упорно-радиальные подшипники (если $F_r < F_a$), воспринимающие большую осевую и меньшую радиальную нагрузки. Это конические роликовые подшипники с большим углом конуса;
- упорные подшипники, «подпятники» (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только осевую нагрузку. Это упорные шариковые и упорные роликовые подшипники. Они не могут центрировать вал и применяются только в сочетании с радиальными подшипниками.

Материалы подшипников качения назначаются с учетом высоких требований к твердости и износостойкости колец и тел качения. Здесь используются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ, а также цементируемые легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А.

Твердость колец и роликов обычно HRC 60 \div 65, а у шариков немного больше – HRC 62 \div 66, поскольку площадка контактного давления у шарика меньше. Сепараторы изготавливают из мягких углеродистых сталей либо из антифрикционных бронз для высокоскоростных подшипников. Широко внедряются сепараторы из дюралиюминия, металлокерамики, текстолита, пласти масс.

Причины поломок и критерии расчета подшипников. Главная особенность динамики подшипника – знакопеременные нагрузки.

Циклическое перекатывание тел качения может привести к появлению усталостной микротрещины. Постоянно прокатывающиеся тела качения вдавливают в эту микротрещину смазку. Пульсирующее давление смазки расширяет и расшатывает микротрещину, приводя к усталостному выкрашиванию и, в конце концов, к поломке кольца. Чаще всего ломается внутреннее кольцо, т. к. оно меньше наружного и там, следовательно, выше удельные нагрузки. Усталостное выкрашивание – основной вид выхода из строя подшипников качения.

В подшипниках также возможны статические и динамические перегрузки, разрушающие как кольца, так и тела качения.

Следовательно, при проектировании машины необходимо определить, во-первых, количество оборотов (циклов), которое гарантированно выдержит подшипник, во-вторых, максимально допустимую нагрузку, которую выдержит подшипник.

Вывод: работоспособность подшипника сохраняется при соблюдении двух критериев долговечности и грузоподъемности.

Расчет номинальной долговечности подшипника

Номинальная долговечность это число циклов (или часов), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости. Существует эмпирическая (найденная из опыта) зависимость для определения номинальной долговечности (млн об):

$$L_n = (C/P)^\alpha,$$

где C – грузоподъемность; P – эквивалентная динамическая нагрузка; $\alpha = 0,3$ – для шариков, $\alpha = 0,33$ – для роликов.

Номинальную долговечность можно вычислить и в часах:

$$L_h = (10^6/60n)L_n,$$

где n – частота вращения вала.

Эквивалентная динамическая нагрузка это такая постоянная нагрузка, при которой долговечность подшипника та же, что и при реальных условиях работы. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных – центральная осевая нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка вычисляется по эмпирической формуле

$$P = (VXF_r + YF_a)K_BK_T,$$

где V – коэффициент вращения вектора нагрузки ($V = 1$, если вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ если вращается наружное кольцо); X, Y – коэффициенты

радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипников, определяются по справочнику; F_r , F_a – радиальная и осевая реакции опор; K_B – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы ($K_B = 1$ для передач, $K_B = 1,8$ для подвижного состава); K_T – коэффициент температурного режима (до 100 °C $K_T = 1$).

Грузоподъемность – это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных – центральная осевая нагрузка.

Если вал вращается медленнее одного оборота в минуту, то речь идет о статической грузоподъемности C_0 , а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъемности C . Величина грузоподъемности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог.

Методика выбора подшипников качения

Опытный проектировщик может назначать конкретный тип и размер подшипника, а затем делать проверочный расчет. Однако здесь требуется большой конструкторский опыт, ибо в случае неудачного выбора может не выполниться условие прочности, тогда потребуется выбрать другой подшипник и повторить проверочный расчет.

Во избежание многочисленных «проб и ошибок» можно предложить методику выбора подшипников, построенную по принципу проектировочного расчета, когда известны нагрузки, задана требуемая долговечность, а в результате определяется конкретный типоразмер подшипника из каталога.

Методика выбора состоит из пяти этапов:

1. Вычисляется требуемая долговечность подшипника исходя из частоты вращения и заданного заказчиком срока службы машины.

2. По найденным ранее реакциям опор выбирается тип подшипника (радиальный, радиально-упорный, упорно-радиальный или упорный), из справочника находятся коэффициенты радиальной и осевой нагрузок X , V .

3. Рассчитывается эквивалентная динамическая нагрузка.

4. Определяется требуемая грузоподъемность $C = PI^{(1/\alpha)}$.

5. По каталогу, исходя из требуемой грузоподъемности, выбирается конкретный типоразмер («номер») подшипника, причем должны выполняться два условия: грузоподъемность по каталогу не менее требуемой; внутренний диаметр подшипника не менее диаметра вала.

Муфты

Это устройства для соединения валов и передачи между ними врачающегося момента.

Муфты могут передавать врачающий момент и валам, и другим деталям (колесам, шкивам и т. д.). Соединяют соосные и несоосные валы. Муфты сущ-

ствуют потому, что всегда есть некоторая несоосность, перекосы, взаимная подвижность валов. Конструкции муфт весьма разнообразны. Простейшая муфта сделана из куска ниппельной трубочки и соединяет вал электромоторчика с крыльчаткой автомобильного омывателя стекла. Муфты турбокомпрессоров реактивных двигателей состоят из сотен деталей и являются сложнейшими саморегулирующимися системами.

Группы муфт различают по их физической природе:

- муфты механического действия;
- муфты электрического (электромагнитного) действия;
- муфты гидравлического или пневматического действия.

Классы муфт различают по режиму соединения валов:

- нерасцепляемые (постоянные, соединительные) – соединяют валы постоянно, образуют длинные валы;
- управляемые – соединяют и разъединяют валы в процессе работы, например, широко известная автомобильная муфта сцепления;
- самодействующие – срабатывают автоматически при заданном режиме работы;
- прочие.

Основная характеристика муфты – передаваемый врачающий момент.

Существенные показатели – габариты, масса, момент инерции.

Муфта, рассчитанная на передачу определенного врачающего момента, выполняется в нескольких модификациях для разных диаметров валов. Муфты – автономные узлы, поэтому они легко стандартизируются.

Муфты рассчитывают по их критериям работоспособности:

- прочности при циклических и ударных нагрузках;
- износостойкости;
- жесткости.

На практике муфты подбираются из каталога по величине передаваемого момента $M = M_{\text{вала}}K$, где $M_{\text{вала}}$ – номинальный момент, определенный расчетом динамики механизма, K – коэффициент режима работы: $K = 1 \div 1,5$ – спокойная работа, легкие машины; $K = 1,5 \div 2$ – переменные нагрузки, машины среднего веса (поршневые компрессоры); $K = 2 \div 6$ – ударные нагрузки, большие массы (прессы, молоты). Для двигателей транспортных машин K завышают на $20 \div 40\%$ в зависимости от числа цилиндров.

II. Соединения

Сварные соединения

Не имеют соединяющих деталей. Выполняются за счет местного нагрева и диффузии (перемешивания частиц) соединяемых деталей. Создают, практически, одну целую, монолитную деталь. Весьма прочны, т. к. используют одну из самых могучих сил природы – силы межмолекулярного сцепления.

Сварку (дуговую электросварку) изобрел в 1882 г. российский инженер Н. И. Бенардос. С тех пор технология процесса значительно усовершенствована. Прочность сварного шва теперь практически не отличается от монолита, освоена сварка всех конструкционных материалов, включая алюминий и неметаллы.

Сварные соединения (швы) по взаимному расположению соединяемых элементов делятся на следующие группы:



1. Стыковые соединения



2. Нахлесточные соединения



3. Тавровые соединения ("т")



4. Угловые соединения

Для сварки характерна высокая экономичность: малая трудоемкость; сравнительная дешевизна оборудования; возможность автоматизации; отсутствие больших сил, как, например, в кузнечно-прессовом производстве; отсутствие больших объемов нагретого металла, как, например, в литейном производстве.

Недостатки сварки состоят в том, что при низком качестве шва возникают температурные повреждения материала, кроме того, из-за неравномерности нагрева возникает коробление деталей. Это устраняется либо привлечением квалифицированного (высокооплачиваемого) сварщика, либо применением автоматической сварки, а также специальными приспособлениями, в которых деталь фиксируется до полного остывания. Общее условие проектирования сварных соединений – обеспечение равнопрочности шва и свариваемых деталей.

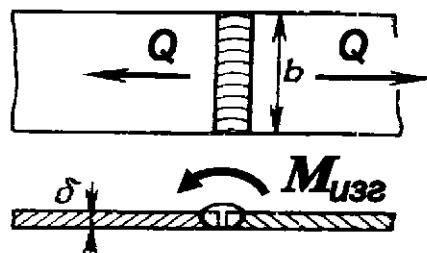
Расчет на прочность сварных швов

По ориентации относительно приложенных сил различают: лобовые швы – перпендикулярные силам; фланговые швы – параллельны силам; косые швы – под углом к силам. Эти виды швов в различных сочетаниях применяются в разных соединениях.

Соединения встык обычно выполняются лобовыми швами. При качественной сварке соединения разрушаются не по шву, а в зоне температурного влияния. Поэтому рассчитываются на прочность по сечению соединяемых деталей без учета утолщения швов. Наиболее частые случаи – работа на растяжение и на изгиб.

Напряжения растяжения: $\sigma_{раст} = Q/S = Q/b\delta \leq [\sigma_{раст}]_{шва}$.

Напряжения изгиба: $\sigma_{изг} = M_{изг}/W = 6M_{изг}/b\delta^2 \leq [\sigma_{изг}]_{шва}$.



Допускаемые напряжения шва $[\sigma]^{\text{раст}}_{\text{шва}}$ и $[\sigma]^{\text{изг}}_{\text{шва}}$ принимаются в размере 90 % от соответствующих допускаемых напряжений материала свариваемых деталей.

Соединения внахлестку выполняются лобовыми, фланговыми и косыми швами.

Лобовые швы в инженерной практике рассчитывают только по касательным напряжениям. За расчетное сечение принимают биссектрису $m-m$, где обычно наблюдается разрушение. Расчет только по касательным напряжениям не зависит от угла приложения нагрузки. При этом $\tau = Q/(0,707kl) \leq [\tau]_{\text{шва}}$.

Фланговые швы характерны неравномерным распределением напряжений, поэтому их рассчитывают по средним касательным напряжениям. При действии растягивающей силы касательные напряжения равны

$$\tau = Q/(2 \cdot 0,707\delta l) \leq [\tau]_{\text{шва}}.$$

При действии момента:

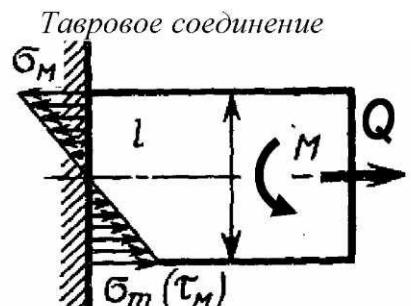
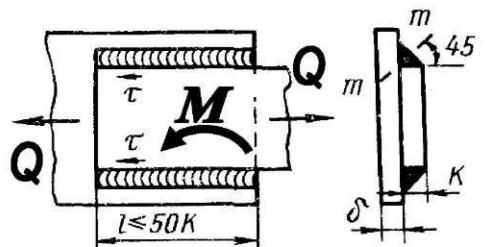
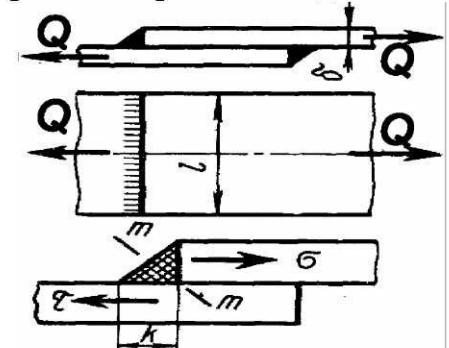
$$\tau = M/(0,707k\delta l) \leq [\tau]_{\text{шва}}.$$

Если швы несимметричны, то нагрузка на фланговые швы распределяется по закону рычага:

$$Q_{1,2} = Ql_{1,2}/(l_1 + l_2),$$

где l_1 и l_2 – длины швов.

В любом случае для расчета самых сложных сварных швов сначала необходимо привести силу и момент к шву и распределить их пропорционально несущей способности (длине) всех простых участков. Таким образом, любой сложный шов сводится к сумме простейших расчетных схем.



Заклепочные соединения

Образуются с помощью специальных деталей – заклепок. Заклепка имеет грибообразную форму и выпускается с одной головкой (закладной) вставляется в совместно просверленные детали, а затем хвостовик ударами молотка или пресса расклепывается, образуя вторую головку (замыкающую). При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъемное соединение.

Заклепки изготавливают из сравнительно мягких материалов: Ст2, Ст3, Ст10, Ст15, латунь, медь, алюминий. Заклепки стандартизованы и выпускаются в разных модификациях.

Заклепки испытывают сдвиг (срез) и смятие боковых поверхностей. По этим двум критериям рассчитывается диаметр назначаемой заклепки. При этом расчет на срез – проектировочный, а расчет на смятие – проверочный.

Здесь и далее имеем в виду силу, приходящуюся на одну заклепку.

При одной плоскости среза диаметр заклепки:

$$d_{\text{закл}} \geq \sqrt{4P/(\pi[\tau]_{\text{срез}})}.$$

При двух плоскостях среза (накладки с двух сторон):

$$d_{\text{закл}} \geq \sqrt{2P/(\pi[\tau]_{\text{срез}})}.$$

Напряжения смятия на боковых поверхностях заклепки $\sigma_{\text{см}} = P/Sd \leq [\sigma]_{\text{см}}$, где S – толщина наименьшей из соединяемых деталей. При проектировании заклепочных швов как, например, в цистернах, необходимо следить, чтобы равнодействующая нагрузка приходилась на центр тяжести шва. Следует симметрично располагать плоскости среза относительно линии действия сил, чтобы избежать отрыва головок. Кроме того, необходимо проверять прочность деталей в сечении, ослабленном отверстиями.

Разъемные соединения

Резьбовые соединения

Являются наиболее совершенным, а потому массовым видом разъемных соединений. Применяются в огромном количестве во всех машинах, механизмах, агрегатах и узлах.

Основные детали соединения имеют наружную либо внутреннюю винтовую нарезку (резьбу) и снабжены ограненными поверхностями для захвата гаечным ключом.

Болт – длинный цилиндр с головкой и наружной резьбой. Проходит сквозь соединяемые детали и затягивается *гайкой* (а) – деталью с резьбовым отверстием. *Винт* – внешне не отличается от болта, но завинчивается в резьбу одной из соединяемых деталей. *Шпилька* – винт без головки с резьбой на обоих концах (в).

Резьбовые соединения различают по назначению:

- на резьбы крепежные для фиксации деталей (основная – метрическая с треугольным профилем, трубная – треугольная со скругленными вершинами и впадинами, круглая, резьба винтов для дерева) должны обладать самоторможением для надежной фиксации;

- резьбы ходовые для винтовых механизмов (прямоугольная, трапецидальная симметричная, трапецидальная несимметрическая упорная) должны обладать малым трением для снижения потерь. Конструкции винтов и гаек весьма многообразны.

Для малонагруженных и декоративных конструкций применяются винты и болты с коническими и сферическими головками (как у заклепок), снабженными линейными или крестообразными углублениями для затяжки отверткой.

Для соединения деревянных и пластмассовых деталей применяют *шурупы* и *саморезы* – винты со специальным заостренным хвостовиком.

Болты и гайки стандартизованы. В их обозначении указан наружный диаметр резьбы.

Расчет на прочность резьбовых соединений

Осевая нагрузка винта передается через резьбу гайке и уравновешивается реакцией ее опоры. Каждый из Z витков резьбы нагружается силами F_1, F_2, \dots, F_Z .

В общем случае нагрузки на витках не одинаковы. Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределенна и была решена русским ученым Н. Е. Жуковским в 1902 г. На основе системы уравнений для стандартной шестигранной гайки. График показывает значительную перегрузку нижних витков и бессмыслица увеличения длины гайки, т. к. последние витки практически не нагружены. Такое распределение нагрузки позже было подтверждено экспериментально. При расчетах неравномерность разгрузки учитывают эмпирическим (опытным) коэффициентом K_m , который равен 0,87 для треугольной, 0,5 для прямоугольной и 0,65 для трапецидальной резьбы.

Основные виды разрушений у крепежных резьб – срез витков, у ходовых – износ витков. Следовательно, основной критерий работоспособности для расчета крепежных резьб – прочность по касательным напряжениям среза, а для ходовых резьб – износстойкость по напряжениям смятия.

Условие прочности на срез:

$$F/(\pi d_1 H K K_m) \leq [\tau] \text{ – для винта;}$$

$$\tau = F/(\pi d H K K_m) \leq [\tau] \text{ – для гайки,}$$

где H – высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь, $K = ab/r$ или $K = ce/r$ – коэффициент полноты резьбы, K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам.

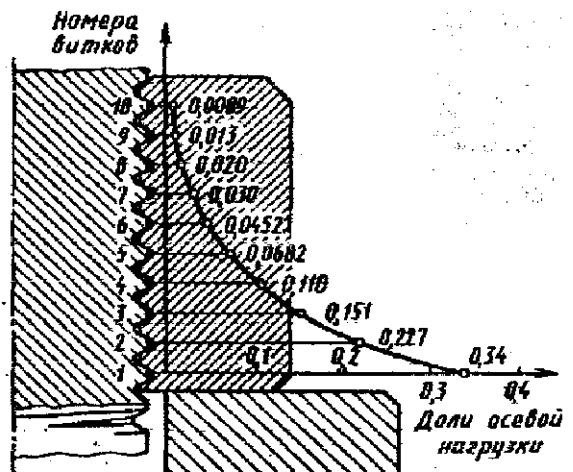
Условие износстойкости на смятие:

$$\sigma_{cm} = F/(\pi d_2 H Z) \leq [\sigma]_{cm},$$

где Z – число рабочих витков.

Равнопрочность резьбы и стержня винта является важнейшим условием назначения высоты стандартных гаек. Так, приняв в качестве предельных напряжений пределы текучести материала и учитывая, что $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$ условие равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение предстанет в виде

$$\tau = F/(\pi d_1 H K K_m) = 0,6\sigma_T = 0,6F/[(\pi/4)d_1^2].$$



Распределение нагрузки по виткам резьбы

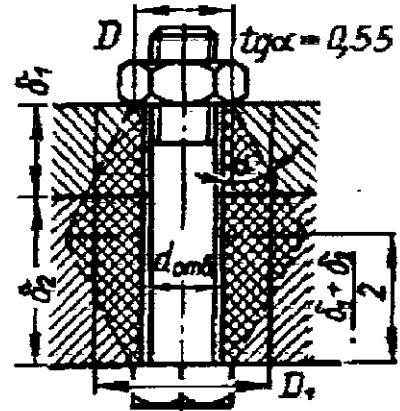
При $K = 0,87$ и $K_m = 0,6$ получаем $H \approx 0,8d_1$, а учитывая, что $d_1 = d$, окончательно принимаем высоту нормальной стандартной крепежной гайки $H \approx 0,8d$.

Кроме нормальной стандартом предусмотрены высокие $H \approx 1,2d$ и низкие $H \approx 0,5d$ гайки. По тем же соображениям устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали: в стальные $H_1 = d$, в хрупкие – чугунные и силуминовые $H = 1,5d$. Стандартные высоты гаек (кроме низких) и глубины завинчивания избавляют нас от расчета на прочность резьбы стандартных крепежных деталей.

В расчетах невозможно игнорировать податливость болта и соединяемых деталей. В простейшем случае при болтах постоянного сечения и однородных деталях

$$\lambda_b = l_b / (E_b A_b); \quad \lambda_d = \delta_d / (E_d A_d),$$

где λ_b , λ_d – податливости болта и деталей, равные их деформации при единичной нагрузке (податливость обратна жесткости); E_b , E_d , A_b , A_d – модули упругости и площади сечения болта и деталей; δ_d – суммарная толщина деталей, $\delta_d \approx l_b$.



В сложном случае податливость системы определяют как сумму податливостей отдельных участков болта и отдельных деталей. Под площадями сечения A понимают площади тех частей, которые подвержены деформации от затяжки болта. Здесь полагают, что деформации от гайки и головки болта распологаются вглубь деталей по конусам с углом $\alpha = 30^\circ$. Приравнивая объем этих конусов к объему цилиндра, находят его диаметр

$$D_1 = D + (\delta_1 + \delta_2)/4; \quad A_d = \pi(D_1^2 - d_{\text{отв}}^2)/4.$$

В расчете болтов сначала находят силу, приходящуюся на один болт. Затем все многообразие компоновок резьбовых соединений может быть сведено к трем простейшим расчетным схемам.

А. Болт вставлен в отверстия с зазором.

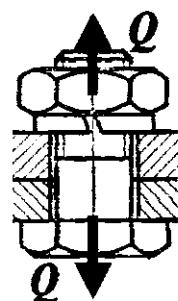
Соединение нагружено продольной силой Q . Болт растянут.

Условие прочности на растяжение запишется в виде:

$$\sigma_{\text{раст}}^{\text{резьб}} \leq [\sigma]_{\text{раст}}^{\text{резьб}}.$$

Напряжения растяжения в резьбе:

$$\sigma_{\text{раст}}^{\text{резьб}} = 4Q / \pi d_{\text{внутр.}}^2.$$



Болт с зазором

Из условия прочности на растяжение находим внутренний диаметр резьбы болта

$$d_{\text{внутр.}} \geq \sqrt{4Q / (\pi [\sigma]_{\text{раст}}^{\text{резьбы}})}.$$

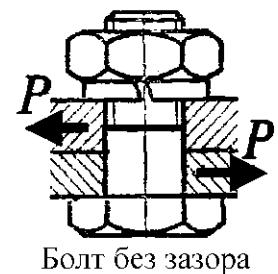
Найденный внутренний диаметр резьбы округляют до ближайшего большего по ГОСТ 9150–59. Там же указан конкретный типоразмер – номер (наружный диаметр резьбы) болта.

Б. Болт вставлен в отверстия без зазора.

Соединение нагружено поперечной силой P .

При этом болт работает на срез. Внутренний диаметр резьбы рассчитывается аналогично случаю с растяжением:

$$d_{\text{внутр}} \geq \sqrt{4P / (\pi[\tau]_{\text{резьбы}}^{\text{рез}})}.$$



Порядок назначения номера болта также аналогичен предыдущему случаю.

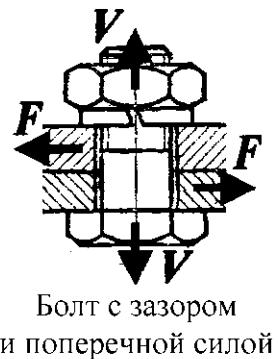
В. Болт вставлен с зазором.

Соединение нагружено поперечной силой F .

Сила затяжки болта V должна дать такую силу трения между деталями, которая была бы больше поперечной сдвигающей силы F .

Болт работает на растяжение, а от момента затяжки испытывает еще и кручение, которое учитывается повышением нормальных напряжений на 30 % (в 1,3 раза). Тогда

$$d_{\text{внутр}} \geq \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot V / (\pi[\sigma]_{\text{раст}}^{\text{резьбы}})}.$$



По опыту многочисленных расчетов принимают величину требуемой растягивающей силы V в зависимости от сдвигающей поперечной силы F :

$$V = 1,2F/f.$$

Тогда внутренний диаметр резьбы болта

$$d_{\text{внутр}} \geq \sqrt{6,24F / (\pi f[\sigma]_{\text{раст}}^{\text{резьбы}})},$$

где f – коэффициент трения.

Во всех случаях в расчете находится внутренний диаметр резьбы, а обозначается резьба по наружному диаметру. Распространенная ошибка состоит в том, что, рассчитав, например, внутренний диаметр резьбы болта 8 мм, назначают болт М8, в то время как следует назначить болт М10, имеющий наружный диаметр резьбы 10 мм, а внутренний 8 мм. Концентрация напряжений во впадинах витков резьбы учитывается занижением допускаемых напряжений резьбы на 40 %.

Шпоночные соединения

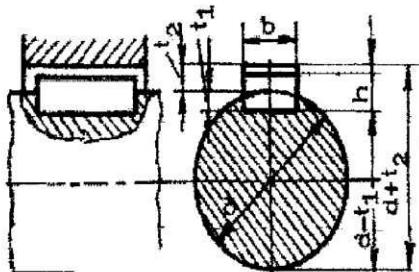
Передают вращающий момент между валом и колесом. Образуются посредством шпонки, установленной в сопряженные пазы вала и колеса.

Шпонка имеет вид призмы, клина или сегмента, реже применяются шпонки других форм. Для призматических шпонок стандарт указывает ширину и высоту сечения. Глубина шпоночного паза в валу принимается как 0,6 от высоты шпонки.

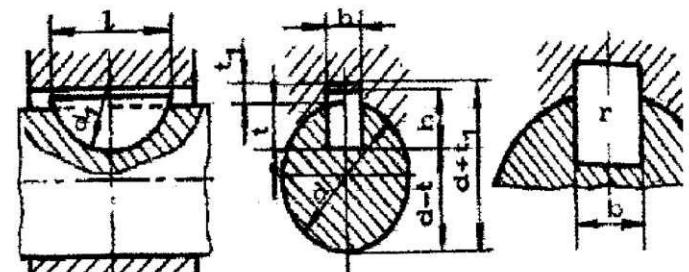
Призматические и сегментные шпонки всех форм испытывают смятие боковых поверхностей и срез по средней продольной плоскости:

$$\sigma_{\text{смят}} = M_{\text{вращ}} / (0,2hd) \leq [\sigma]_{\text{смят}}; \quad \tau_{\text{срез}} = 2M_{\text{вращ}} / (dbl) \leq [\tau]_{\text{срез}}.$$

Здесь h – высота сечения шпонки, d – диаметр вала, b – ширина сечения шпонки, l – рабочая длина шпонки (участок, передающий момент).



Шпонки призматические



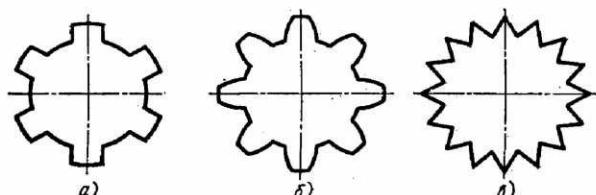
Шпонки сегментные

Исходя из статистики поломок, расчет на смятие проводится как проектный. По известному диаметру вала задаются стандартным сечением призматической шпонки и рассчитывают ее рабочую длину. Расчет на срез – проверочный. При невыполнении условий прочности увеличивают рабочую длину шпонки.

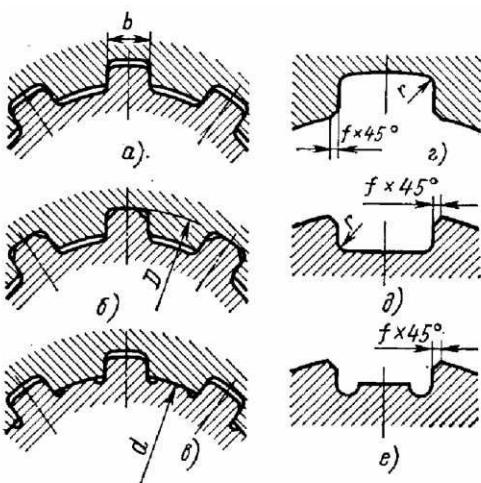
Шлицевые соединения

Образуются выступами на валу, входящими в сопряженные пазы ступицы колеса. Как по внешнему виду, так и по динамическим условиям работы шлицы можно считать многошпоночными соединениями. Некоторые авторы называют их *зубчатыми соединениями*.

В основном используются прямобочные шлицы (а), реже встречаются эвольвентные (б) ГОСТ 6033–57 и треугольные (в) профили шлицев.



Виды шлицев



Прямобочные шлицы могут центрировать колесо по боковым поверхностям (а), по наружным поверхностям (б), по внутренним поверхностям (в).

Основными критериями работоспособности шлицев являются:

- сопротивление боковых поверхностей смятию (расчет аналогичен шпонкам);
- сопротивление износу при фреттинг-коррозии (малые взаимные вибрационные перемещения).

Смятие и износ связаны с одним параметром – контактным напряжением (давлением) $\sigma_{\text{см}}$. Это позволяет рассчитывать штифты по обобщенному критерию одновременно на смятие и контактный износ. Допускаемые напряжения $[\sigma]_{\text{см}}$ назначают на основе опыта эксплуатации подобных конструкций.

Для расчета учитывается неравномерность распределения нагрузки по зубьям:

$$\sigma_{\text{см}} = 8M_{\text{вращ}} / (Zhld_{\text{ср}}) \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

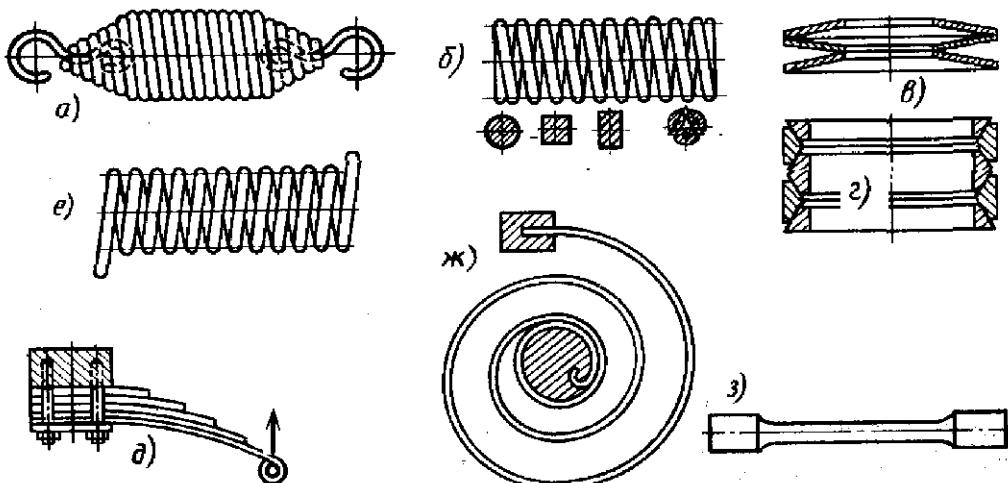
где Z – число шлицев, h – рабочая высота шлицев, l – рабочая длина шлицев, d_{cp} – средний диаметр шлицевого соединения. Для эвольвентных шлицев рабочая высота принимается равной модулю профиля, за d_{cp} принимают делительный диаметр.

Условные обозначения прямобочного шлицевого соединения составляют из обозначения поверхности центрирования D , d или b , числа зубьев Z , номинальных размеров $d \times D$ (а также обозначения полей допусков по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев). Например, $D8 \times 36H7/g6 \times 40$ означает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами $d = 36$ и $D = 40$ мм и посадкой по центрирующему диаметру $H7/g6$.

III. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ В МАШИНАХ

В каждой машине есть специфические детали, принципиально отличающиеся от всех остальных. Их называют упругими элементами. Упругие элементы имеют разнообразные, весьма непохожие друг на друга конструкции. Поэтому можно дать общее определение.

Упругие элементы – детали, жесткость которых намного меньше, чем у остальных, а деформации выше. Благодаря этому своему свойству упругие элементы первыми воспринимают удары, вибрации, деформации.



Пружины, работающие при различных деформациях: сжатие-растяжение (а, б, в, г); изгиб (д); кручение (ж, з)

Чаще всего упругие элементы легко обнаружить при осмотре машины, как, например, резиновые покрышки колес, пружины и рессоры, мягкие кресла водителей и машинистов. Иногда упругий элемент скрыт под видом другой детали, например, тонкого торсионного вала, шпильки с длинной тонкой шейкой, тонкостенного стержня, прокладки, оболочки и т. п. Однако и здесь опытный конструктор сможет распознать и применять такой «замаскированный» упругий элемент именно по сравнительно малой жесткости.

Упругие элементы находят широчайшее применение:

- для амортизации (снижение ускорений и сил инерции при ударах и вибрации за счет значительно большего времени деформации упругого элемента по сравнению с жесткими деталями);
- для создания постоянных сил (например, упругие и разрезные шайбы под гайкой создают постоянную силу трения в витках резьбы, что препятствует самоотвинчиванию);
- для силового замыкания механизмов (чтобы исключить нежелательные зазоры);
- для аккумуляции (накопления) механической энергии (часовые пружины, пружина оружейного бойка, дуга лука, резина рогатки и т. д.);
- для измерения сил (пружинные весы основаны на связи веса и деформации измерительной пружины по закону Гука).

Обычно упругие элементы выполняются в виде пружин различных конструкций. Основное распространение в машинах имеют упругие пружины сжатия и растяжения. В этих пружинах витки подвержены кручению. Цилиндрическая форма пружин удобна для размещения их в машинах. Основной характеристикой пружины, как и всякого упругого элемента, является жесткость или обратная ей податливость. Жесткость K определяется зависимостью упругой силы F от деформации x . Если эту зависимость можно считать линейной, как в законе Гука, то жесткость находят делением силы на деформацию $K = F/x$.

Если зависимость нелинейна, как это и бывает в реальных конструкциях, жесткость находят, как производную от силы по деформации $K = \partial F/\partial x$. Очевидно, что здесь нужно знать вид функции $F = f(x)$. Для больших нагрузок при необходимости рассеяния энергии вибрации и ударов применяют пакеты упругих элементов (пружин). Идея состоит в том, что при деформации составных или слоистых пружин (рессор) энергия рассеивается за счет взаимного трения элементов.

Пластинчатые пакетные рессоры успешно применялись с первых шагов транспортного машиностроения – еще в подвеске карет, применялись они и на электровозах, и электропоездах первых выпусков, где были из-за нестабильности сил трения позже заменены витыми пружинами с параллельными демпферами, их можно встретить в некоторых моделях автомобилей и строительно-дорожных машин.

Пластинчатые рессоры обладают большим демпфированием (способностью рассеивать вибрацию). Основные материалы для пружин – высокоуглеродистые стали 65, 70, марганцовистые стали 65Г, кремнистые стали 60С2А, хро-

мованадиевая сталь 50ХФА и т. п. Все эти материалы имеют более высокие механические свойства по сравнению с обычными конструкционными сталями.

3.2. Методические рекомендации по самостоятельной подготовке к лабораторным занятиям

Самостоятельная подготовка к лабораторным занятиям заключается в проработке лекционного материала по теме и изучения лабораторного практикума.

3.3. Перечень вопросов к защите курсового проекта

1. Какие задачи решались при проектировании привода?
2. Каким путем обеспечены наименьшие размеры редуктора?
3. Как сказывается значение передаточного числа на габаритах редуктора?
4. За счет чего обеспечивается долговечность привода?
5. Как определялось мощность электродвигателя привода?
6. Как разбить передаточное число привода по ступеням?
7. Как определить коэффициент полезного действия привода?
8. Как выбрать марки материала для деталей редуктора?
9. В чем заключается определение допускаемых напряжений для расчетов передач?
10. Как найти эквивалентное число циклов перемены напряжений?
11. Каков порядок расчета модуля зубчатого колеса?
12. Какие размеры и как рассчитываются для шестерни?
13. Что необходимо определить при проверочном расчете зубчатого колеса по напряжениям изгиба?
14. Как зависит межцентровое расстояние зубчатой передачи от твердости материала и расположения колес относительно опор?
15. Исходя, из какого параметра следует выбор марки материала для червячного колеса?
16. Как зависит коэффициент полезного действия червячной передачи от передаточного отношения?
17. Каково влияние коэффициента диаметра червяка на работу червячной передачи?
18. В каком порядке следует рассчитать коническую передачу?
19. Как форма зуба конической шестерни влияет на качество работы передачи?
20. Каков порядок проектирования вала редуктора?
21. Каково содержание расчета вала по напряжениям кручения?
22. От чего зависят расстояние между опорами на расчетной схеме для проведения статического анализа вала?
23. Какие требования по механическим свойствам, предъявляются к материалам используемых для валов?
24. Как повысить усталостную выносливость вала?

25. Обоснуйте выбор подшипников для вала?
26. От каких факторов зависит долговечность подшипников?
27. Как определяется эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник?
28. Каким путем вы разработали компоновку редуктора?
29. Исходя, из каких соображений определяется толщина стенки корпуса редуктора?
30. Как определили диаметр болтов для крепления редуктора к раме?
31. Как определили диаметр болтов для крепления крышек к корпусу редуктора?
32. Расскажите, как подобрали муфту?
33. Как спроектировали раму привода?
34. Какое количество масла заливается в редуктор?
35. Какая марка смазки применяется в редукторе?
36. Как влияют технические требования примененные на общем виде привода на качество его работы?
37. Обоснуйте выбор диапазона твердости для детали?
38. Почему на деталях указаны приведенные предельные отклонения формы и размеров деталей?
39. С какой целью назначена такая степень точности для зубчатого колеса?

3.4. Рекомендации по выполнению курсового проекта

Задания для выполнения курсового проекта выбираются студентами самостоятельно из методического руководства «Детали машин и подъемно-транспортные машины». Методические указания и задания для курсового проектирования для студентов заочников инженерно-технических специальностей вузов / под ред. П.Г. Гузенкова. М.Высшая школа, 1990. Задания выбираются студентами самостоятельно согласно номерам зачетных книжек Литература для выполнения курсового проекта: [8–14] из библиографического списка.

Темой курсового проекта по деталям машин является механический привод для различных исполнительных машин-конвейеров. Проект носит комплексный характер и включает в себя расчетную и графическую части.

Расчетно-пояснительная записка к проекту должна содержать следующие разделы: задание на проектирование; введение; подбор электродвигателя и кинематический расчет привода; проектирование передач редуктора и открытых передач привода; определение конструктивных размеров элементов зубчатых колес и элементов корпуса редуктора; ориентировочный расчет валов; эскизная компоновка редуктора; проектирование подшипниковых узлов и подбор подшипников; уточненный расчет промежуточного вала редуктора; подбор шпонок и проверка шпоночных соединений; подбор муфт; выбор смазки; назначение посадок основных элементов; перечень использованной литературы. Кроме того, в состав расчетно-пояснительной записки включается спецификация на графическую часть. Объем пояснительной записки составляет 40–50 листов

формата А4. К записке относятся и приложения: компоновка редуктора и спецификации технических чертежей.

Объем графической части составляет 4 листа формата А1, куда входят чертежи общего вида привода, сборочного чертежа редуктора, его деталей, муфты или приводного вала.

3.5. Методические рекомендации по выполнению контрольной работы (для студентов заочной формы обучения)

Задания для работы и методика выполнения контрольной работы по пособию [15]. Задания для выполнения контрольной работы выбираются студентами самостоятельно по последним двум номерам зачетной книжки. Выполняется три задачи, охватывающие большинство тем курса.

При выполнении контрольной работы следует использовать литературу из списка настоящего пособия [8–14].

4. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ СТУДЕНТОВ

4.1. Перечень вопросов к экзамену

1. Виды и основные параметры резьбы.
2. Виды и основные параметры ременных передач.
3. Виды муфт.
4. Заклепочные соединения.
5. Зубчатые редукторы.
6. Классификация деталей машин.
7. Классификация передач. Основные кинематические и силовые отношения в передачах.
8. Классификация подшипников.
9. Клинеременная передача.
10. Критерии работоспособности и надежности.
11. Основные параметры конических зубчатых передач.
12. Основные параметры косозубых цилиндрических передач.
13. Основные параметры червячных передач.
14. Основы проектирования деталей машин.
15. Особенности расчета косозубых цилиндрических передач на прочность.
16. Передача винт-гайка.
17. Планетарные зубчатые передачи.
18. Подшипники скольжения с жидкостным трением.
19. Проверочный расчет валов и осей.
20. Проектный расчет валов и осей.
21. Прочность напряженного резьбового соединения.

22. Прочность ненапряженного резьбового соединения.
23. Прочность резьбы.
24. Прочность эксцентрично нагруженных болтов.
25. Пружины.
26. Расчет валов на колебания.
27. Расчет зубчатых цилиндрических передач на изгибную прочность.
28. Расчет зубчатых цилиндрических передач на контактную прочность.
29. Расчет конических зубчатых передач на прочность.
30. Расчет плоскоременной передачи.
31. Расчет подшипников качения на долговечность.
32. Расчет подшипников качения по остаточным деформациям.
33. Расчет подшипников скольжения.
34. Расчет резьбового соединения, нагруженного поперечными силами (болты установлены без зазора).
35. Расчет резьбового соединения, нагруженного поперечными силами (болты установлены с зазором).
36. Расчет ременных передач по кривым скольжения.
37. Расчет сварных соединений в нахлестку.
38. Расчет сварных соединений в тавр.
39. Расчет сварных соединений встык.
40. Расчет червячных передач на прочность.
41. Расчет червячных передач по напряжению изгиба.
42. Расчет шлицевых соединений.
43. Расчет шпоночных соединений.
44. Силы и напряжения в ременных передачах.
45. Соединения с натягом.
46. Тепловой расчет червячных передач.
47. Фрикционные передачи и вариаторы.
48. Цепная передача.
49. Червячные редукторы.
50. Штифтовые соединения.

4.2. Рубежный контроль

Рубежный контроль проводится в форме тестов. Образцы задач приведены в приложении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Иосилевич, Г. Б. Детали машин [Текст] : учебник / В. А. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.*
2. *Добровольский, В. А. Детали машин [Текст] / В. А. Добровольский [и др.]. – М., 1994. – 320 с.*
3. *Иванов, М. Н. Детали машин [Текст] : учебник / М. Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1991. – 383 с.*
4. *Решетов, Д. Н. Детали машин [Текст] : учебник / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.*
5. *Кудрявцев, В. Н. Детали машин [Текст] / В. Н. Кудрявцев. – Л., 1992.*
6. *Детали машин. Расчет и конструирование [Текст] : справочник / под ред. Н. С. Ачеркана. – М. : Машиностроение, 1988–1989.*
7. *Решетов, Д. Н. Работоспособность и надежность деталей машин [Текст] : учебник / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1994. – 470 с.*

Учебные пособия для проектирования

8. *Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя [Текст]. В 3 т. / под ред. И. Н. Жестковой. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1999. – 2640 с.*
9. *Бейзельман, Р. Д. Подшипники качения [Текст] : справочник / Р. Д. Байзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1986. – 620 с.*
10. *Детали машин. Атлас конструкций [Текст] / под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1979. – 367 с.*
11. *Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст] / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Машиностроение, 2000. – 447 с.*
12. *Николаев, Г. А. Сварные конструкции. Прочность и деформации [Текст] / Г. А. Николаев, С. А. Куркин, В. А. Винокуров. – М. : Машиностроение, 1982. – 512 с.*
13. *Иванов, М. Н. Детали машин. Курсовое проектирование / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – М. : Машиностроение, 1988. – 336 с.*
14. *Иванов, М. Н. Детали машин [Текст] : учебник для студентов вузов / М. Н. Иванов. – 9 изд., испр. – М. : Высш. шк., 2005. – 408 с.*
15. *Детали машин и подъемно транспортные машины [Текст] : метод. указания и контр. задания для студ.-заочн. инж.-техн. спец. вузов / под ред. П. Г. Гузенкова. – М. : Высш. шк., 1987.*

Приложение

ОБРАЗЦЫ ЗАДАЧ ДЛЯ ТЕСТИРОВАНИЯ

1. Какой виток резьбы гайки в болтовом соединении несет наибольшую нагрузку (считая виток от плоскости прилегания гайки)?

- | | |
|---------------------------------------|---------------|
| 1) последний | 4) первые три |
| 2) нагрузка распределяется равномерно | 5) первый |
| 3) первые два | |

2. Какой вид соединения рекомендуется применять при относительном движении деталей?

- | | |
|---------------------------|-----------------------|
| 1) цилиндрической шпонкой | 4) клиновой шпонкой |
| 2) призматической шпонкой | 5) сегментной шпонкой |
| 3) шлицевое соединение | |

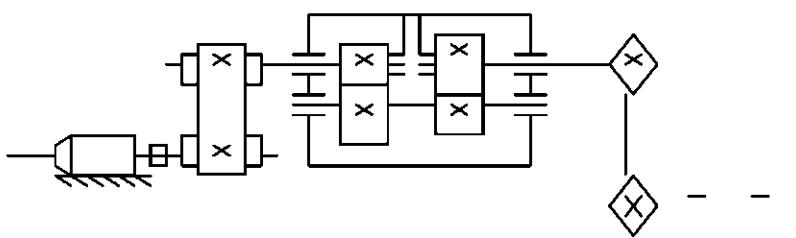
3. Вы затягиваете гайку болта резьбового соединения стандартным ключом с усилием 200 Н. Какое усилие затяжки возникает при этом в болте? Выберите значение, которое кажется вам наиболее реальным.

- | | | |
|-----------|------------|------------|
| 1) 200 Н | 3) 16000 Н | 5) 20000 Н |
| 2) 1600 Н | 4) 50000 Н | |

4. Почему шестерню зубчатой передачи следует делать с большей твердостью, чем колесо?

- 1) Потому что на нее имеет действие большая окружная сила
- 2) Потому что она имеет большее число циклов нагружения
- 3) Потому что она передает меньший крутящий момент
- 4) Ввиду ее малых размеров
- 5) Потому что она имеет меньшее число зубцов

5. Определите крутящийся момент (Нм) на валу колеса зубчатого редуктора, если мощность двигателя $P_3 = 10$ квт, частота вращения $n_3 = 1000$ об/мин, передаточные числа: рем. пер. = 2,2; редуктора = 25; цепной передачи = 2; КПД рем. пер. = 0,96; КПД редуктора = 0,9; КПД цеп. пер. = 0,94. Используйте зависимость $T = 9550 \frac{P}{n}$ (Нм).



- 1) 4824 Нм 2) 4282 Нм 3) 3854 Нм 4) 4538 Нм 5) 4220 Нм

6. Какой коэффициент учитывает особенности геометрии зубьев косозубых и червячных передач при прочностных расчетах зубчатых передач?

- | | |
|----------------------------------|---------------------------|
| 1) коэф. формы зуба | 4) масштабный коэффициент |
| 2) коэф. динамичности | 5) коэф. ширины замещения |
| 3) коэф. концентрации напряжений | |

7. Где больше $K_{и,д}$ червячной передачи с однозаходным червяком и коэффициентом диаметра червяка $q = 16$, если коэффициент трения...

- | | | | | |
|--------|--------|--------|--------|--------|
| 1) 0,8 | 2) 0,6 | 3) 0,4 | 4) 0,5 | 5) 0,7 |
|--------|--------|--------|--------|--------|

8. Назовите известные вам типы компенсирующих муфт.

- | |
|---|
| 1) зубчатые, цепные, торовые, МУВП |
| 2) кулачко-дисковые, фланцевые, цепные |
| 3) зубчатые, фланцевые, втулочные, цепные |
| 4) МУВП, втулочные, торовые |
| 5) упругие, торовые, дисковые, фланцевые |

9. Почему натяжной ролик следует устанавливать на ведомой ветви ремня, а не на ведущей?

- | |
|--|
| 1) Чтобы уменьшить на него нагрузку |
| 2) Чтобы увеличить долговечность шкивов |
| 3) Чтобы увеличить долговечность ремня |
| 4) Чтобы снизить натяжение ремня |
| 5) Чтобы перераспределить нагрузку в ремне |

10. Какие детали следует использовать при постановке болтов на непараллельные опорные поверхности?

- | |
|--|
| 1) болты со специальной головкой |
| 2) специальные гайки |
| 3) косые шайбы и пластики |
| 4) сочетание пружинных шайб с плоскими |
| 5) пружинные шайбы |

11. Под каким напряжением рассчитывают лобовые швы в инженерной практике?

- | | |
|---------------|------------------|
| 1) смятия | 4) эквивалентным |
| 2) контактным | 5) касательным |
| 3) нормальным | |

12. Определите усилие запрессовки втулки длиной $L = 50$ мм на вал диаметром $d = 40$ мм, если давление в контакте $p = 10$ МПа, а коэф. трения $f = 0,2$.

- | | | |
|-------------|------------|-----------|
| 1) 25120 Н | 3) 12560 Н | 5) 6280 Н |
| 2) 100000 Н | 4) 10000 Н | |

13. Почему зубчатые колеса при консольном расположении хотя бы одного из защемляющихся зубчатых колес рекомендуется делать уже, чем в случае их симметричного расположения между опорами?

- 1) Для уменьшения габаритов редуктора
- 2) Для уменьшения нагрузок на опоры
- 3) Для снижения веса редуктора
- 4) Потому что, это уменьшает неравномерность распределения нагрузки
- 5) Для улучшения смазки зацепления

14. Тихоходная цилиндрическая прямозубная передача с передаточным числом $U = 4$ должна быть собрана с межосевым расстоянием $a = 100$ мм. Расчитайте модуль зацепления, при котором это будет возможно ($z_1 = 40$).

- 1,25 мм 2) 1,75 3) 2 мм 4) 1 мм 5) 1,5

15. Какие передачи следует использовать при проектировании привода с передаточным числом 15, если основное требование к нему – бесшумность?

- | | |
|-------------------|----------------|
| 1) Косозубые | 4) Червячные |
| 2) Цилиндрические | 5) Планетарные |
| 3) Конические | |

16. Определить осевую силу, действующую на опоры червячного колеса, если делительный диаметр червяка 75 мм, крутящий момент на валу червячного колеса 210 Нм, передаточное число 20, $K_{нл}$ передачи 0,7.

- 1) 2200 Н 3) 2000 Н 5) 1700 Н
2) 1000 Н 4) 1800 Н

17. Установите обозначения подшипников; рад. шарикоподшипник легкой серии с внутренним диаметром 35 мм, радиально-упорный роликовый подшипник легкой серии с внутренним диаметром 35 мм.

- 1) 207; 7307 3) 307; 8207 5) 207; 7407
2) 207; 7207 4) 207; 8207;

18. Определите механизм, который нельзя применять в качестве предохранительного устройства часто перегружаемого механизма.

- | | |
|----------------------------|----------------------|
| 1) Фрикционная передача | 4) Обгонная муфта |
| 2) Предохранительная муфта | 5) Ременная передача |
| 3) Храновый механизм | |

19. На какую глубину завинчиваются винты и шпильки диаметром d в стальные детали?

- 1) $(0,5-1,5)d$ 3) более $1,5d$ 5) $(0,5-1)d$
2) $(1,5-2)d$ 4) $(1-1,5)d$

20. Какими преимуществами обладают шлицевые соединения перед шпоночными?

- 1) Увеличивается прочность вала
- 2) Снижается концентрация напряжений
- 3) Большая нагрузочная способность
- 4) Упрощается сборка узлов
- 5) Снижается перекос деталей

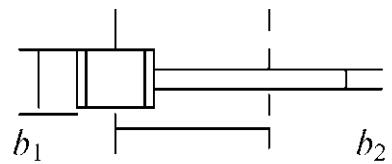
21. Рассчитать количество зубьев в шлицевом соединении при крутящем моменте $T = 300$ Нм, длине соединения $l = 40$ мм, рабочей высоте зубьев $h = 3$ мм, среднем диаметре $d_{cp} = 40$ мм, допускаемых напряжениях смятия $T_{cm} = 16$ МПа. Распределение нагрузки по длине зубьев принять равномерным.

- 1) 8
- 2) 6
- 3) 12
- 4) 4
- 5) 10

22. Определите число заходов червяка, если коэф. диаметра червяка $q = 16$, а угол наклона зубьев червячного колеса $\gamma = 3,58^\circ$.

- 1) 3
- 2) 2
- 3) 5
- 4) 1
- 5) 4

23. Определите ширину шестерни b_1 и колеса b_2 цилиндрической передачи с межосевым расстоянием $a = 250$ мм, передаточным числом $i = 4$ и коэффициентом относительной ширины $\psi_{bd} = 1$.



- 1) 100 мм; 105 мм
- 2) 95 мм; 100 мм
- 3) 125 мм; 130 мм
- 4) 100 мм; 100 мм
- 5) 125 мм; 125 мм

24. Объясните, почему цилиндрические зубчатые колеса из закаливаемых материалов делают более узкими, чем колеса из более мягких материалов, при одинаковых размерах.

- 1) Зависит от выбранного коэф. ширины колеса.
- 2) Из-за высокой твердости зубьев.
- 3) Потому что они более прочные, чем из мягких материалов.
- 4) Это зависит от контактных напряжений.
- 5) Потому что первые более чувствительны к неравномерности распределения нагрузки.

25. Установите обозначения подшипников: радиальный шарикоподшипник легкой серии с внутренним диаметром 25 мм, радиально-упорный роликовый подшипник легкой серии с внутренним диаметром 25 мм:

- 1) 305, 7205
- 2) 305, 7305
- 3) 305, 7405
- 4) 305, 8305
- 5) 205, 8305

34. Определите механизм, который нельзя применять в качестве предохранительного устройства часто перегружаемого механизма:

- | | |
|----------------------------|----------------------|
| 1) фрикционная передача | 4) обгонная муфта |
| 2) предохранительная муфта | 5) ременная передача |
| 3) храповой механизм | |

35. При проверочном расчете цилиндрической фрикционной передачи оказалось, что контактные напряжения в 2 раза превышают допускаемые. Во сколько раз нужно увеличить ширину катков, чтобы напряжения не превышали допускаемые?

- 1) 4 раза 2) 2 раза 3) 1,4 раза 4) 1,5 раза 5) 1,27 раз

36. Укажите наиболее надежный способ стопорения разборного резьбового соединения.

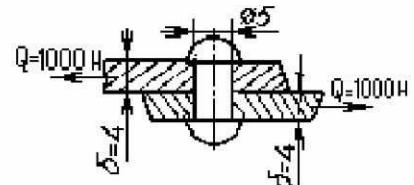
- 1) отгибной шайбой или обводкой проволокой
2) пластическим деформированием
3) контргайкой
4) сваркой
5) установкой пружинных шайб

37. От каких факторов зависит расчетный натяг в прессовых соединениях?

- 1) От упругости деталей соединения.
2) От твердости посадочных поверхностей.
3) От прочности деталей соединения.
4) От пластичности материалов деталей соединения.
5) От шероховатости посадочных поверхностей.

38. Определите напряжения среза и смятия в заклепке, нагруженной в соответствии с эскизом.

- 1) 50 МПа, 100 МПа 4) 80 МПа, 50 МПа
2) 100 МПа, 80 МПа 5) 51 МПа, 50 МПа
3) 20 МПа, 50 МПа

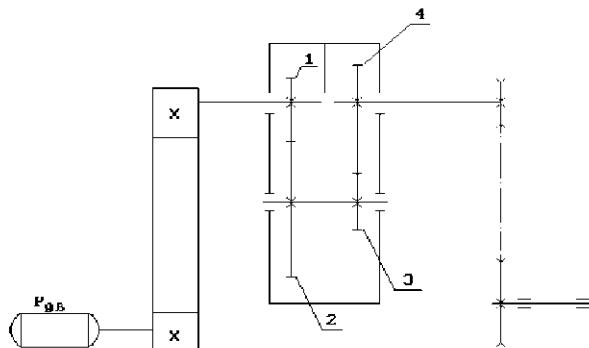


39. Из представленного ряда предложений по материалам и термообработке выбрать наиболее применимые для несимметричной ступени редуктора.

- | | |
|------------------------|-------------------------------------|
| 1) 40Х, 45, закалка | 4) 40Х, 45, нормализация, улучшение |
| 2) 20, 20Х, закалка | 5) 40Х, 45, цементация, закалка |
| 3) 20, 20Х, цементация | |

40. Определить максимальный крутящий момент (Нм) на выходном валу зубчатого редуктора (см. рис.) с частотой вращения 50 об/мин, если мощность электродвигателя $P_{дв} = 10$ кВт, КПД редуктора 0,9, КПД цепной передачи 0,94. Используйте зависимость $T = 9550 P/n$ (Нм).

- 1) 1834 2) 2122 3) 1650 4) 2210



- 5) 1719

41. Из каких материалов изготавливают червячные колеса высокоскоростных передач?

- 1) латуни 2) баббита 3) Бр. ОФ10-14) чугуна 5) Бр. АЖ9-4

42. Определить угол наклона зубьев червячного колеса, если известно, что частота вращения червяка 1000 об/мин, диаметр его делительной окружности 50 мм, частота вращения червячного колеса 50 об/мин, диаметр его делительной окружности 200 мм.

- 1) 12° 2) $11,3^\circ$ 3) $10,5^\circ$ 4) $20,2^\circ$ 5) 10°

43. Укажите валы, которые рассчитываются только по касательным напряжениям:

- | | |
|--------------------|------------------|
| 1) шлицевые | 4) входные |
| 2) трансмиссионные | 5) промежуточные |
| 3) выходные | |

44. При проектном расчете клиноременной передачи получилось число ремней 10. Удовлетворителен ли результат и, если нет, то что надо изменить в передаче для его улучшения?

- 1) Нет, увеличить длину ремней.
 2) Нет, уменьшить диаметр шкивов.
 3) Нет, перейти на ремни большего сечения.
 4) Да.
 5) Нет, увеличить натяжение ремней.

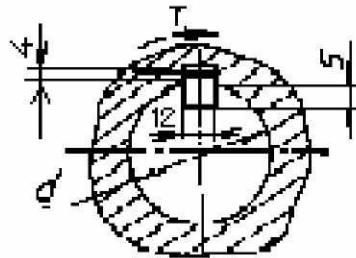
45. Что следует применить для крепления крышки, часто снимаемой в процессе эксплуатации изделия, на детали, изготовленной из дорогостоящего материала?

- 1) винт 2) сварку 3) заклепку 4) болт 5) шпильку

46. Как изменит увеличение натяга в прессовой посадке запас выносливости вала?

- 1) уменьшит 3) увеличит 5) разрушит деталь
 2) разрушит вал 4) не изменит

47. Соединение стандартной призматической шпонкой имеет рабочую длину $L_p = 80$ мм. Определите наибольший крутящий момент T , который может передавать соединение, если его диаметр $d = 50$ мм, а допустимые напряжения смятия $[\delta_{cm}] = 100$ МПа.

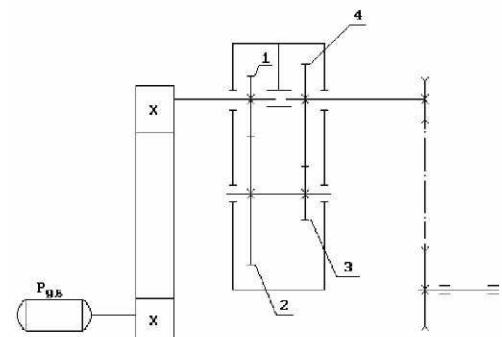


- 1) 800 Нм 3) 200 Нм 5) 1600 Нм
 2) 1000 Нм 4) 400 Нм

48. Определите связь критериев работоспособности зубчатых передач с видами напряжений.

- 1) износ и прочность – с контактными напряжениями
 2) усталостная прочность – с напряжениями среза
 3) излом – с контактными напряжениями
 4) контактная прочность – с напряжениями изгиба вершин микронеровностей
 5) износ – с напряжениями среза микронеровностей

49. Определить окружную силу F_t в зацеплении колес 1 и 2 (см. рис.) зубчатого редуктора, если мощность на валу электродвигателя 10 кВт, частота вращения 1000 об/мин, передаточное число ременной передачи 2,4, числа зубьев колес $Z_1 = 25$; $Z_2 = 75$; модуль 10 мм. Силы трения не учитывать. Используйте зависимость $T = 9550P/n$ (Нм).



- 1) 1605 Н 2) 2020 Н 3) 3240 Н 4) 1834 Н 5) 2230 Н

50. Какими напряжениями учитывается интенсивность износа зубьев зубчатых передач?

- 1) сжатия 3) среза 5) контактными
 2) изгиба 4) растяжения

51. Червячный редуктор с четырехзаходным червяком работает на мощности 10 кВт и средних скоростях. Определите, сколько литров масла надо для его охлаждения.

- 1) 2,5 л 2) 3–5 л 3) 2–4 л 4) 10 л 5) 7–10 л

52. В каких случаях целесообразно применять подшипники качения вместо подшипников скольжения?

- 1) при редком или медленном вращении
 2) при резко-переменных ударных перегрузках
 3) при кратковременных перебоях в смазке

- 4) при стесненных радиальных габаритах опоры
- 5) при очень больших скоростях

53. Привод состоит из прямозубого цилиндрического редуктора, цепной передачи и ременной передачи. В какой последовательности от электродвигателя рациональнее расположить эти передачи?

- 1) Цепная передача, редуктор, ременная передача
- 2) Ременная передача, редуктор, цепная передача
- 3) Ременная передача, цепная передача, редуктор
- 4) Редуктор, ременная передача, цепная передача
- 5) Цепная передача, ременная передача, редуктор