

Н. А. ПЕРМИНОВ

**«Детали машин
и основы конструирования»
для нетехнических
направлений обучения**



Министерство образования и науки Российской
Федерации
ФБГОУ ВО «Удмуртский государственный университет»
Институт гражданской защиты
Кафедра общетехнических дисциплин

Н. А. Перминов

**«ДЕТАЛИ МАШИН
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»
ДЛЯ НЕТЕХНИЧЕСКИХ
НАПРАВЛЕНИЙ ОБУЧЕНИЯ**

Учебное пособие



Издательский центр «Удмуртский университет»
Ижевск 2018

УДК 621.81(075)

ББК 34.42я7

П 275

*Рекомендовано к изданию Учебно-методическим Советом
УдГУ*

Рецензент: д.т.н., профессор Т. Н. Иванова

Перминов Н. А.

П275 «Детали машин и основы конструирования» для нетехнических направлений обучения: учебное пособие / Н. А. Перминов. – Ижевск: Издательский центр «Удмуртский университет», 2018. – 140 с.

Учебное пособие для бакалавриатов технологических нетехнических направлений обучения высшего образования содержит ознакомительную информацию о методике конструирования и теоретических расчётах, классификациях и видах, конструкциях и материалах деталей машин, а также об их соединениях и механических передачах, достоинствах и недостатках последних. Пособие содержит задания по решению задач и проведению лабораторных работ с подробными методиками для осуществления расчётов и изучения конструкций деталей и устройства машин.

УДК 621.81(075)

ББК 34.42я7

© Н. А. Перминов, 2018 г.

© ФГБОУ ВО «Удмуртский
государственный университет», 2018 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	7
1 ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ДИСЦИПЛИНЕ.....	8
1.1 Определения механики.....	9
1.2 Классификации деталей машин.....	10
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ	
КОНСТРУИРОВАНИЯ.....	11
2.1 Краткие сведения о теоретической механике....	11
2.2 Аксиомы статики и реакции связей.....	12
2.3 Условия равновесия тел в плоской системе сил..	13
2.4 Конструирование деталей машин.....	17
2.5 Проектирование машин. Отказы.....	18
2.6 Лабораторная работа №1 «Изучение	
конструкции и расчёт подшипников качения.....	20
2.7 Практическое занятие №1: решение задачи 1	
«Расчёт реакций опор балочных конструкций.....	28
2.8 Практическое занятие №2: решение задачи 2	
«Расчёт плоских ферм».....	31
3 ТИПОВЫЕ ДЕТАЛИ МАШИН.....	35
3.1 Валы и оси.....	35
3.2 Насадные детали и втулки.....	36
3.3 Корпусные детали	37
3.4 Пружины.....	38
3.5 Типовые крепёжные детали.....	38
3.6 Лабораторная работа № 2 «Изучение	
конструкции и расчёт грузоподъёмных механизмов»..	40
3.7 Практическое занятие №3: решение задачи 3	
«Прочность болтовых соединений».....	48
3.8 Практическое занятие №4: решение задачи 4	
«Прочность шпоночных соединений».....	52

4 СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	56
4.1 Классификации соединений деталей машин.....	56
4.2 Сварные соединения.....	57
4.3 Паяные соединения.....	58
4.4 Клеевые соединения.....	59
4.5 Заклёпочные соединения.....	60
4.6 Фрикционные соединения.....	61
4.7 Резьбовые соединения.....	62
4.8 Штифтовые соединения.....	63
4.9 Шпоночные соединения.....	64
4.10 Лабораторная работа № 3 «Изучение конструкции, кинематический и силовой расчёт зубчатых редукторов».....	65
4.11 Практическое занятие №5: решение задачи 5 «Прочность сварных соединений» и задачи 6 «Прочность заклёпочных соединений».....	73
5 МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.....	81
5.1 Классификации механических передач.....	81
5.2 Характеристики механических передач.....	82
5.3 Фрикционные передачи.....	82
5.4 Зубчатые передачи.....	83
5.5. Ремённые передачи.....	84
5.6 Цепные передачи.....	85
5.7 Передачи «винт-гайка» скольжения.....	86
5.8 Передачи «винт-гайка» качения.....	87
5.9 Практическое занятие №6: решение задачи 7 «Расчёт электромеханического привода».....	89
5.10 Практическое занятие №7: решение задачи 8 «Расчёт клиноременной передачи».....	96

6 ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ.....	101
6.1 Подшипники качения.....	101
6.2 Подшипники скольжения	102
6.3 Муфты.....	103
6.4 Редукторы.....	104
6.5 Краткие сведения о назначении и устройстве электромеханического привода.....	105
6.6 Практическое занятие №8: решение задачи 9 «Расчёт цепной передачи».....	106
6.7 Практическое занятие №9: решение задачи 10 «Расчёт ведущего вала цепной передачи на проч- ность».....	113
7 ТЕСТ.....	116
8 ВОПРОСЫ К ЭКЗАМЕНУ.....	128
9 ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ЛАБОРАТОРИИ.....	131
10 ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ И ЗАЩИТЫ ОТЧЁТОВ.....	132
11 РУБЕЖНЫЙ КОНТРОЛЬ.....	137
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	138

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Механика» состоит из двух частей. Первая – «Теоретическая механика», содержит разделы «Статика», «Кинематика», «Динамика»; вторая – «Прикладная механика», содержит разделы «Теория механизмов и машин», «Соппротивление материалов», «Детали машин и основы конструирования».

В предлагаемом учебном пособии из всей механики рассматриваются только два раздела: «Статика» и «Детали машин и основы конструирования» для ознакомления студентов нетехнических направлений с устройством машин и основами их проектирования и конструирования деталей. Информация дана в авторском изложении: определения, классификации, достоинства и недостатки механических объектов. Такой подход обеспечивает рациональное понимание будущими бакалаврами вопросов областей использования и правил эксплуатации машин.

Предлагаемое учебное пособие состоит из шести основных разделов, расположенных после предисловия. Первый и второй содержат информацию по теоретическим положениям и методикам расчётов деталей машин. Третий, четвёртый, пятый и шестой рассказывают о деталях, их соединениях и механических передачах. В разделах отведено место лабораторным работам и практическим задачам. Седьмой и восьмой излагают тестовые и экзаменационные вопросы. Девятый содержит перечень правил охраны труда и техники безопасности для соблюдения на лабораторных занятиях. Десятый и одиннадцатый перечисляют правила оформления и защиты отчётов по практическим заданиям и лабораторным работам, а также условия прохождения студентами рубежного контроля. Завершают учебное пособие библиографический список: материалы для учёбы из фондов библиотеки УдГУ, они же являются источниками, использованными при написании учебного пособия.

1 ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ДИСЦИПЛИНЕ

Для понимания основной **цели** изучения изложенных в этой книге раздела теоретической механики «Статика» и раздела прикладной механики «Детали машин и основы конструирования» достаточно прочитать их названия и разобраться в терминах, из которых они состоят.

Статика – это техническая наука, изучающая методики расчёта равновесия конструкций под нагрузками.

Детали машин и основы конструирования – наука о форме, размерах и материале каждой конкретной детали, из которых изготовлены все механизмы и машины, а также о теоретических расчётах, позволяющих при конструировании заложить в размеры и форму детали возможность долгой и рациональной эксплуатации узлов машины.

Из указанной цели вытекают две основные **задачи**, которые необходимо решить в процессе обучения.

Первая: научиться конструировать детали с формой и размерами, необходимыми для заданных условий работы машины, механизма, конструкции, изделия.

Вторая: научиться назначать оптимальную технологию сборки деталей в механизм, машину, конструкцию.

Основной **причиной** ознакомления с механикой, как технической наукой, является необходимость умения рационального использования машин и оборудования в любых видах профессиональной и бытовой деятельности.

Основные **направления развития** при разработке новых видов машин и конструкций: сделать их более мощными, прочными и мобильными и в то же время лёгкими, эргономичными, и экономичными.

Основным **результатом изучения** должны являться высшая оценка на промежуточной аттестации (экзамене), а также применение полученных знаний при разработке темы своей выпускной квалификационной работы бакалавра и в дальнейшей профессиональной деятельности.

1.1 Определения механики

Техническая наука – система знаний, относящихся к развитию теории и практики какой-либо отрасли техники (например, машиностроение).

Механика – это наука, изучающая законы механического движения, а также условия равновесия и сопротивления нагрузкам твёрдых тел с применением теоретических результатов для выполнения практических задач.

Машина – механическое устройство, совершающее полезную работу. Состоит из двигателя, передаточных механизмов и исполнительных механизмов.

Двигатель – создаёт движение, приводящее в действие исполнительные механизмы машины.

Передаточные механизмы – преобразуют движение двигателя в движение исполнительных механизмов.

Исполнительные механизмы – выполняют функцию, для осуществления которой машина создана.

Агрегат – машина, являющаяся частью другой машины и выполняющая для неё свою функцию, либо – соединение в единое целое разнотипных машин для сложной работы.

Механизм – взаимосвязанная система узлов, звеньев и деталей, выполняющая в машине какую-либо отдельную, необходимую для машины функцию.

Узел – совокупность совместно работающих соединённых меж собой звеньев и деталей, конструкторски обособленная и объединяемая одним назначением.

Звено – взаимно неподвижные скреплённые меж собой детали с дополняющими друг друга функциями.

Деталь – элементарная составная часть машины, изготовленная из цельного объёма материала.

Типовая деталь – подобная для многих машин для выполнения при их работе одной и той же функции.

Критерий – вид шкалы оценки свойства объекта (машины, детали, конструкции).

1.2 Классификации деталей машин

Классификация – разделение множества, обозначаемого одним термином, по объединяющему это множество существенному свойству на группы.

Свойство – способность выполнять функцию.

Качество – относительный уровень существенного свойства объекта.

Все детали машин классифицируют **по общности применения** на типовые и оригинальные.

Типовые представляют собой множество одинаковых по форме, но разных по размеру деталей для применения в однотипных изделиях. Одинаковость формы позволяет изготавливать несколько их типоразмеров на одной и той же переналаживаемой автоматической линии, обеспечивающей высокие производительность и качество, относительно низкую себестоимость и возможность для производства выпускать разные модели машин сериями.

Оригинальные такой возможности изготовления не дают, их приходится производить на универсальном оборудовании, которым управляют высококласные специалисты, а это повышает себестоимость и снижает производительность обработки, удорожая изделие в разы. Однако, оригинальность конструкции изделий всегда имеет повышенный имидж и находит своих ценителей, приобретающих данное изделие.

По условиям работы деталей в механизме: вращающиеся (должны быть симметричны относительно оси); движущиеся поступательно или качательно – не быть массивными; неподвижные (корпусные) – наоборот: быть массивными, устойчивыми и прочными.

По испытываемым нагрузкам детали бывают нагруженные (их следует рассчитывать на прочность и/или на жёсткость) и не нагруженные (расчёт на прочность и/или на жёсткость не требуется).

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

2.1 Краткие сведения из статики

Абсолютно твёрдое тело (далее – «тело») – условное понятие в теоретической механике, то есть тело, у которого расстояние между любыми двумя точками неизменно.

Сила – мера механического воздействия одного тела на другое. Обозначение на схемах: $\vec{F}$; $\vec{R}$; $\vec{N}$ и так далее. Стрелка вектора вверху ставится, если направление действия силы не совпадает с осями координат.

Геометрические характеристики силы: модуль $|\vec{F}| = F$, направление вектора – углы наклона α (*альфа*), β (*бета*), γ (*гамма*) к координатным осям X, Y, Z и координаты по этим же осям точки приложения силы на схеме задачи.

Аналитические характеристики силы: значения координат и модули её проекций F_X , F_Y , F_Z на соответствующие оси, направляющие косинусы углов, выраженные через проекции силы:

$$\cos\alpha = \frac{F_X}{F}; \quad \cos\beta = \frac{F_Y}{F}; \quad \cos\gamma = \frac{F_Z}{F}.$$

Равнодействующая – это сила, равная геометрической сумме всех сил системы, действующей на тело.

Момент силы ($\vec{F}$) относительно любой точки (A) – это произведение модуля этой силы (F) на кратчайшее расстояние-плечо (h) – перпендикуляр, опущенный из точки A на линию действия силы:

$$m_A(\vec{F}) = F \cdot h.$$

Уравнение произносится следующим образом: момент от действия силы «эф» относительно точки «а» равен произведению модуля силы «эф» на плечо «аш».

Момент называют **изгибающим** для балки (вала), если сила действует в плоскости оси балки (вала).

Момент называют **вращающим** для вала, если сила или проекция силы действует в плоскости, перпендикулярной оси вала и вращает его;

Момент называют **крутящим**, если сила или проекция силы действует в плоскости, перпендикулярной оси вала, закреплённого за один конец неподвижно (жёсткая заделка или заклинивание вала в механизме в процессе вращения).

2.2 Аксиомы статики и реакции связей

Аксиома – исходное положение каких-либо данных в теории, без доказательств принимаемое за истину для доказательства других теоретических положений.

Связи тела – это другие тела, ограничивающие перемещение данного тела в том направлении, в котором эти связи действуют.

Реакция связи – это вектор силы, с которой связь действует на данное тело (рисунок 2.2).

Аксиомы статики

1) Тело находится в равновесии под действием двух сил тогда и только тогда, когда эти силы равны по модулю, действуют по одной прямой и направлены в противоположные стороны.

2) Не нарушая состояния тела, точку приложения силы к телу можно переносить вдоль линии действия этой силы.

3) Состояние тела не нарушится, если к нему приложить или отбросить уравновешенную систему сил.

4) Две силы, приложенные к точке тела, имеют равнодействующую, проходящую через эту точку и равную их геометрической сумме:

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 .$$

Геометрическое сложение векторов сил производят по правилу параллелограмма: векторы двух сил являются сторонами, а равнодействующая – его диагональю, выходящей из точки пересечения линий действия сил. Её модуль:

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \alpha},$$

где α – угол между линиями действия сил F_1 и F_2 .

5) Любую силу, заданную вектором, можно разложить по двум заданным направлениям.

6) Силы взаимодействия двух тел равны по модулю и направлены по одной прямой в разные стороны.

7) Аксиома освобождаемости от связей: всякое тело, ограниченное связями (контактирующее с поверхностями других тел), можно считать освобождённым от них, если действие связей заменить соответствующими реакциями, то есть изобразить реакции связи на схеме в виде векторов внешних сил, действующих на тело (рисунок 2.2).

2.3 Условия равновесия тел в плоской системе сил

Плоской называется система сил, действующих на тело, векторы которых расположены в одной плоскости.

Плоской системой сходящихся сил является система, линии действия сил в которой пересекаются в одной точке.

Система сил – совокупность нескольких сил, действующих на тело одновременно в разных направлениях.

Усилие – внутренняя сила, возникающая в теле от воздействия внешних сил, сообщаемых ему другими телами.

Ферма – плоская конструкция из стержней, соединённых меж собой цилиндрическими шарнирами.

Узел – шарнирное соединение стержней.

Стержень – балка (вал) значительной длины и относительно небольших поперечных размеров.

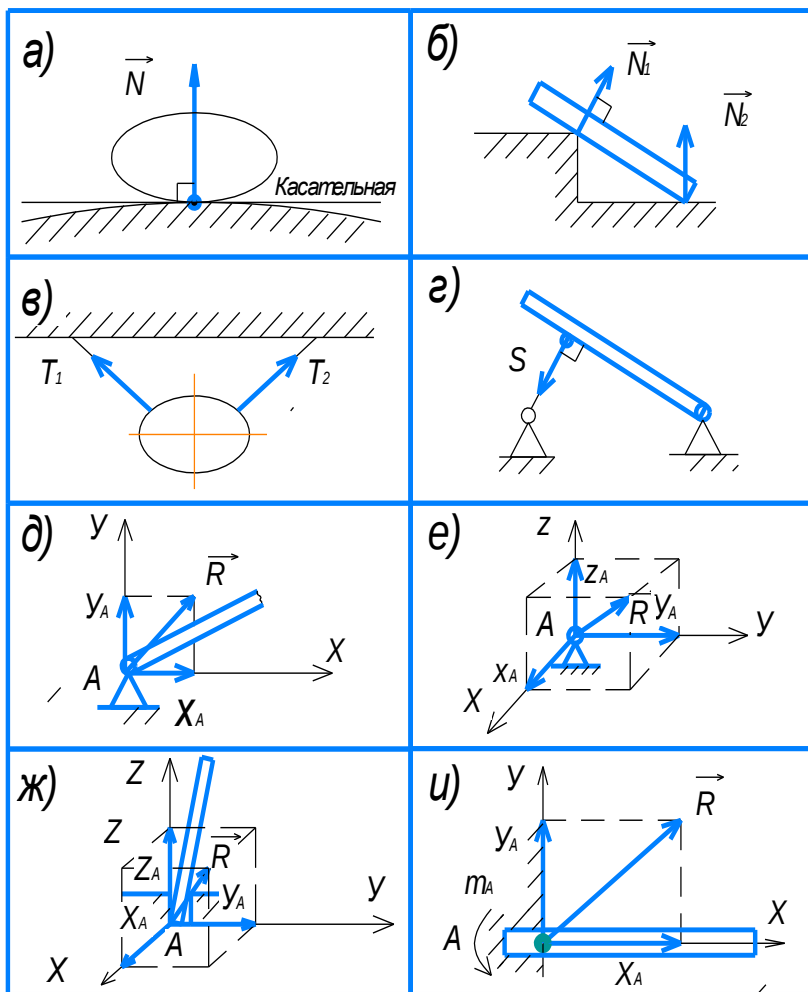


Рисунок 2.2 – Реакции связей тела с поверхностями других тел: а) гладкая поверхность; б) опорная точка; в) идеальная (не рвущаяся) нить; г) идеальный (не гнущийся и не рвущийся) стержень; д) цилиндрический шарнир; е) сферический шарнир; ж) подпятник; и) жёсткая заделка

Условия равновесия **одного тела** в плоской системе **произвольных** сил $\vec{F}_K$ выражаются тремя уравнениями, так как в системе сил три неизвестных реакции связи (смотри решение задачи 2.7):

$$\sum_{K=1}^N F_{KX} = 0; \quad \sum_{K=1}^N F_{KY} = 0; \quad \sum_{K=1}^N m_A \left(\vec{F}_K \right) = 0, \quad (2.3.1)$$

где k – меняющееся числовое значение номера силы;

N – число сил в системе;

F_{KX} – проекция k -той силы системы на ось X ;

F_{KY} – проекция k -той силы системы на ось Y ;

m_A – момент k -той силы системы относительно точки A .

Приведённые выше уравнения (2.3.1) произносятся следующим образом:

сумма от «ка» равно единице до «эн» всех проекций сил «эф катое» на ось «икс» равна нулю;

сумма от «ка» равно единице до «эн» всех проекций сил «эф катое» на ось «игрек» равна нулю;

сумма от «ка» равно единице до «эн» всех моментов от действия всех сил «эф катое вектор» относительно точки «а» равна нулю.

Условия равновесия **одного тела** в плоской системе **сходящихся** сил, линии действия которых пересекаются в одной точке, выражаются двумя уравнениями, так как в такой системе сил не действует уравнение моментов относительно этой точки (плечо действия каждой силы равно нулю, так как все силы проходят через эту точку) и возможно решать только те системы сил, где есть только две неизвестных реакции связи.

В этом случае условия равновесия выглядят следующим образом:

$$\sum_{K=1}^N F_{KX} = 0; \quad \sum_{K=1}^N F_{KY} = 0. \quad (2.3.2)$$

Условия равновесия конструкции из **нескольких тел** в плоской системе **произвольных** сил выражаются для всей конструкции системой трёх уравнений (формулы 2.3.1). В этом случае для нахождения реакции опор всю конструкцию считают жёсткой, а для нахождения двух неизвестных реакций в местах сопряжения этих тел рассматривают отдельно каждое тело (формулы 2.3.1), учитывая уже известные значения реакций опор.

Задача **расчёта ферм** – определение усилий в стержнях.

Метод решения называется **поузовым** и заключается в следующем.

Определение неизвестных усилий, возникающих в стержнях плоских ферм от действия внешних сил производят в два этапа:

1) находят реакции опор всей конструкции как в случае равновесия одного тела в плоской системе произвольных сил (формулы 2.3.1), считая конструкцию жёсткой;

2) усилия в стержнях находят, рассматривая каждый узел фермы, как систему сходящихся сил и усилий, мысленно отделив его от систем сил, действующих на другие узлы, направляя усилия в стержнях этого узла из точки их соединения друг с другом таким образом, чтобы стержень подвергался сжатию, после чего рассматривают равновесие этого отделённого от всей конструкции узла, у которого неизвестных реакций только две, составляя для него два уравнения равновесия (формулы 2.3.2).

Так же рассчитывают каждый последующий соседний узел, в котором после решения предыдущего узла остаётся только две неизвестных реакции (смотри задачу 2.8).

2.4 Конструирование деталей машин

Конструирование – творческий процесс создания элементов машины в рабочих чертежах деталей, сборочных чертежах звеньев, узлов, чертежах общих видов изделий, машин, конструкций, подтверждённых теоретическими расчётами, а также в описаниях и патентах.

Результат процесса конструирования – оптимальный вариант конструкции элемента машины: тот, который, будучи изготовленным и собранным в узле машины, обеспечивает заданные параметры, эргономичность, экологичность и эстетичность его эксплуатации, а так же экономичность изготовления.

Требования к деталям машин:

технологичность конструкции – обеспечение качественного, нетрудоёмкого и производительного изготовления детали и сборки машины;

по возможности, относиться к типовым;

работоспособность материала – соответствие свойств материала детали условиям её эксплуатации.

Работоспособность имеет следующие критерии:

прочность – свойство материала детали сопротивляться разрушению под действием нагрузок в заданных пределах;

жёсткость – способность сопротивляться изменению формы под действием нагрузок в заданных пределах;

износостойкость – способность поверхности детали оказывать сопротивление изнашиванию при трении;

теплостойкость – свойство материала детали не снижать свои эксплуатационные характеристики при нагреве до определённой температуры;

виброустойчивость – свойство материала детали сопротивляться воздействию вибрации, не снижая эксплуатационных характеристик в течение заданного времени;

коррозионная стойкость – способность поверхности детали не окисляться под действием окружающей среды.

Этапы разработки конструкции детали исходя из условий эксплуатации.

- 1) Определение общей формы.
- 2) Назначение отдельных элементов формы.
- 3) Назначение материала детали.
- 4) Назначение ответственных размеров.
- 5) Расчёт ответственных размеров поверхностей, контактирующих с другими объектами.

2.5 Проектирование машин. Отказы

Проектирование – организационный процесс создания изделия, механизма, машины, конструкции путём исполнения **проекта** – плана, включающего в себя все этапы вплоть до начала практического изготовления объекта.

Этапы проектирования машин

- 1) Техническое предложение – устанавливает основные параметры машины и решение принципиальных вопросов.
- 2) Техническое задание – расширенное и углублённое техническое предложение.
- 3) Эскизный проект – включает предварительную разработку общих видов узлов.
- 4) Технический проект – содержит проработанные общие виды машины и её узлов, готовые к детализации.
- 5) Рабочий проект – комплект чертежей общих видов, сборочных, рабочих, а также других сопутствующих документов, достаточный для практического изготовления опытного образца машины.

Изготовленная машина должна соответствовать критериям надёжности.

Надёжность – способность машины выполнять свои функции в течение заданного времени или заданной работы, сохраняя в допустимых значениях эксплуатационные показатели. Имеет следующие критерии:

безотказность – способность машины сохранять работоспособное состояние без вынужденных перерывов;

ремонтпригодность – способность узлов машины к устранению потери эксплуатационных параметров для дальнейшей эксплуатации машины;

сохраняемость – способность машины быть готовой к эксплуатации в течение установленного срока хранения.

долговечность – свойство машины сохранять работоспособное состояние до полного изнашивания деталей.

Отказ – утрата машиной работоспособности.

Классификации отказов общие: параметрические и функциональные; полные и частичные; внезапные и постепенные; устранимые и неустранимые.

Отказы деталей, испытывающих трение, бывают:

приработочные – случающиеся в процессе приработки деталей друг к другу в подвижном соединении, заключаются в заклинивании трущихся деталей, некачественно изготовленных или неточно собранных в узле;

износные – случающиеся вследствие критического снижения прочности детали после изнашивания размера трущейся поверхности, заключаются в поломке детали под нагрузкой или увеличении зазора выше нормы в точных соединениях трущихся деталей.

Вероятность безотказной работы ($P_{(t)}$) – теоретический коэффициент, измеряемый в долях единицы и показывающий после умножения на сто, в скольких случаях из ста может не случиться ожидаемый отказ.

Вероятность безотказной работы сложной **системы**:

$$P_{(t)сист} = (P_{(t)1} \cdot P_{(t)2} \dots P_{(t)n}) << P_{(t)n}$$

где $P_{(t)n}$ – вероятность безотказной работы у каждого из независимых элементов всегда имеет более высокое значение, чем у всей системы.

2.6 Лабораторная работа №1 «Изучение конструкции и расчёт подшипников качения»

1 Цель работы

- 1) Изучение конструкций подшипников качения.
- 2) Ознакомление с классификацией и условными обозначениями подшипников.
- 3) Ознакомление с техническими характеристиками и областью применения различных типов подшипников.
- 4) Освоение методики расчёта ресурса подшипников.

2 Принадлежности, мерительные инструменты:

линейка металлическая 150 мм – 1 штука;
шарикоподшипник радиальный – 1 штука;
роликподшипник радиально-упорный – 1 штука.

3 Задания на лабораторную работу

- 1) Задания по теоретической части:
изучить конструкции и области применения подшипников качения различных типов;
произвести расчёт ресурса подшипников качения.
- 2) Задание по практической части:
произвести измерения круглых наружных D и внутренних d и плоских B и T поверхностей деталей подшипников качения линейками металлическими с точностью 1 мм;
найти по значениям измерений подшипники в таблицах справочника: радиального [2, с. 219], радиально-упорного [2, с. 256] и занести данные в таблицу 1 приложения Б.

4 Порядок выполнения практической части работы

- 1) Замерить линейкой основные размеры подшипников радиального и радиально-упорного с точностью 1 мм:
 d – диаметр отверстия внутреннего кольца;
 D – диаметр наружного кольца;
 B – ширина колец радиальных шарикоподшипников;

T – общая ширина (монтажная высота) радиально-упорных роликоподшипников.

2) По справочной литературе откорректировать замеренные размеры по стандартным значениям, определить номер каждого подшипника, установить значения динамической C и статической C_0 грузоподъёмностей и угла α (альфа) – для радиально-упорных роликоподшипников.

C – динамическая грузоподъёмность – радиальная нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение одного миллиона оборотов при вероятности безотказной работы $P_{(t)} = 0,9$;

C_0 – статическая грузоподъёмность – максимальная радиальная нагрузка без вращения колец относительно друг друга, при которой не происходит смятия контактирующих поверхностей тел качения и канавок колец.

3) Выполнить эскизы радиального и радиально-упорного подшипников качения с простановкой числовых значений основных размеров и указанием позиций деталей с расшифровкой названий в подрисуночной надписи.

5 Порядок выполнения теоретической части работы

1) По таблице 2.6.A1 приложения 2.6.A в строке своего варианта по первым цифрам номера подшипника задаться исходными данными для расчётов: значениями частоты вращения n внутреннего или наружного кольца подшипника, нагрузок радиальной F_r и осевой F_a и коэффициента требуемой вероятности безотказной работы $P_{(t)}$.

2) Рассчитать эквивалентную нагрузку P_3 (Н), учитывающую степень влияния радиальной и осевой нагрузок

(следует обозначать для радиальных шарикоподшипников – $P_{\text{эр}}$ и радиально-упорных роликоподшипников – $P_{\text{эр.у}}$) [2]:

$$P_{\text{э}} = (XVF_r + YF_a) K_{\delta} K_T,$$

где X и Y – коэффициенты, учитывающие различное повреждающее действие на подшипник соответственно радиальной F_r и осевой F_a нагрузок (принять по таблице 2.6.А4 приложения 2.6.А данной лабораторной работы);

K_{δ} (ка дельта) – коэффициент безопасности, учитывающий динамическую нагрузку (принять по таблице 2.6.А3 приложения 2.6.А данной лабораторной работы);

K_T – температурный коэффициент, вводимый при повышенной рабочей температуре свыше 100°C (принять по таблице 2.6.А3 приложения 2.6.А данной лабораторной работы);

V – коэффициент вращения (при вращающемся внутреннем кольце $V = 1$, при наружном – $V = 1,2$).

3) Определить ресурс эксплуатации L подшипников в миллионах оборотов до появления признаков усталости (следует обозначать для радиальных шарикоподшипников – L_P и радиально-упорных роликоподшипников – $L_{P.у}$):

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P_{\text{э}}} \right)^p,$$

где p – показатель степени, равный для шарикоподшипников – 3, для роликоподшипников – $10/3$;

a_1 – коэффициент, зависящий от требуемой вероятности безотказной работы. В лабораторной работе требуется вычислить ресурс эксплуатации подшипника при $P_{(t)} = 0,9$ и

$P_{(t)}$, заданной по варианту в таблице 2.6.A1, принимая по их величине значения « a_1 » по таблице 2.6.A2 приложения 2.6.A данной лабораторной работы;

a_{23} – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации. Значение « a_{23} » принять по таблице 2.6.A3 приложения 2.6.A данной лабораторной работы.

4) Определить ресурс эксплуатации L_h подшипников в часах до появления признаков усталости (*следует обозначать для радиальных шарикоподшипников – L_{hp} и радиально-упорных роликоподшипников – L_{hp-y}*):

$$L_h = \frac{L}{n} \cdot \frac{10^6}{60},$$

где n – частота вращения внутреннего или наружного кольца подшипника, мин⁻¹;

6 Оформить отчёт в соответствии с Приложением 2.6.Б.

7 Контрольные вопросы

- 1) Из каких деталей состоят подшипники качения?
- 2) Что такое «динамическая грузоподъёмность»?
- 3) Что такое «статическая грузоподъёмность»?
- 4) Что означает термин «эквивалентная нагрузка»?
- 5) Объяснить, как выбраны исходные данные.
- 6) Объяснить, как выбраны коэффициенты K_δ или a_{23} .
- 7) Объяснить, как выбраны коэффициенты X или Y .
- 8) Объяснить, как выбран коэффициент V .

Примечание: при ответах на контрольные вопросы студенты имеют право пользоваться своим отчётом по лабораторной работе.

Приложение 2.6.А

Таблица 2.6.А1 – Исходные данные для расчёта

Тип и первые цифры номера подшипника	Кольцо, которое вращается	n , мин ⁻¹	F_r , Н	F_a , Н	$P_{(t)}$
Радиальные шарикоподшипники					
Первая цифра 1	Внутреннее	3000	8000	800	0,92
Первая цифра 2	Наружное	2000	7000	700	0,93
Первая цифра 3	Внутреннее	1500	6000	600	0,94
Первая цифра 4	Наружное	1000	5000	500	0,95
Первая цифра 7: учитывать по третьей цифре с конца.					
Радиально-упорные роликоподшипники					
Первые цифры 20	Внутреннее	2500	4000	400	0,96
Первые цифры 72	Наружное	1450	3000	300	0,97
Первые цифры 73	Внутреннее	700	2000	200	0,98
Первые цифры 75	Наружное	500	1000	100	0,99

Таблица 2.6.А2 – Коэффициент вероятности безотказной работы

$P_{(t)}$	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a_1	1,00	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Таблица 2.6.А3 – Коэффициенты условий эксплуатации

Тип подшипников	Радиальные			Радиально-упорные		
Вид нагрузки	I	II	III	I	II	III
K_δ	0,7	1,0	1,3	0,8	1,0	1,2
K_T	0,9	1,0	1,1	1,0	1,2	1,4
a_{23}	1.2	1.0	0.8	1.2	0,8	0,6

Примечание к таблице 2.6.A3: условия эксплуатации: I – пониженные; II – нормальные; III – повышенные.

При определении условий эксплуатации для своего варианта расчётов требуется сравнить величину F_r и C : если $F_r \ll C$, то условия эксплуатации заниженные, если $F_r = (0,25 \dots 0,75) C$, то условия нормальные, если приблизительно $F_r \geq C$, то – повышенные.

Таблица 2.6.A4 – Определение коэффициентов X и Y для расчёта эквивалентной нагрузки P_9

Тип подшипника	Относительная нагрузка $\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
		X	Y	X	Y	
Радиальные шариковые	0,014	1	0	0,56	2,3	0,19
	0,028				1,99	0,22
	0,056				1,71	0,26
	0,084				1,55	0,28
	0,11				1,45	0,30
	0,17				1,31	0,34
	0,28				1,15	0,38
	0,42				1,04	0,42
	0,56				1,00	0,44
Радиально-упорные роликовые		1	0	0,4	$0,4 \times \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \times \operatorname{ctg} \alpha$

Для нахождения значений коэффициентов X и Y для **радиальных** шарикоподшипников следует выполнить по таблице 2.6.A4 следующие действия:

- 1) рассчитать отношение $\frac{F_a}{C_0}$, (считать в Н);

2) результат пункта 1) уточнить по значениям в столбце до ближайшего большего или меньшего к рассчитанному;

3) в строке результата пункта 2) определить значение «е» в крайнем правом столбце;

4) сравнить отношение $\frac{F_a}{VF_r}$ с «е» (больше или меньше)

и выбрать величину коэффициентов X и Y из соответствующих столбцов (если Y следует выбрать из второго столбца справа, то – напротив значения «е»).

Для **радиально-упорных** роликоподшипников: относительную нагрузку не считать, выполнять указания подпунктов 3) и 4).

Примечание: таблицы 2.6.A1, 2.6.A2, 2.6.A3, 2.6.A4 в отчёте по лабораторной работе **не приводить!**

Приложение 2.6.Б

Содержание отчёта

1) Цель, принадлежности, задания практической и теоретической частей лабораторной работы.

2) Эскизы подшипников с указанием типа, номера и ГОСТ из справочника.

3) Номера, основные размеры и силовые характеристики подшипников качения обоих типов занести в таблицу 1.1 отчёта по лабораторной работе №1.

4) Привести в тексте все произведённые расчёты.

5) Исходные данные и результаты расчётов занести в таблицу 1.2 отчёта по лабораторной работе №1.

6) Вывод: указать, как влияет значение коэффициента вероятности безотказной работы на расчётную величину ресурса эксплуатации обоих подшипников (в каком случае больше, в каком – меньше).

Таблица 1.1 – Характеристики подшипников (α , град.)

Тип, номер и ГОСТ подшипника	Размеры, мм					Грузоподъёмность, Н	
	d	D	B	T	α	статическая C_0	динамическая C
				-	-		

Таблица 1.2 – Исходные данные и результаты расчётов

Тип подшипника		Радиальный	Радиально-упорный
Номер подшипника			
Нагрузка, Н	F_r		
	F_a		
Частота вращения, мин ⁻¹	n		
Вероятность безотказной работы	$P_{(t)}$ по варианту		
Коэффициенты	V		
	X		
	Y		
	e		
	a_1		
	a_{23}		
	K_δ		
	K_T		
Ресурс при $P_{(t)} = 0,9$	L , млн. об.		
	L_h , часы		
Ресурс при $P_{(t)}$ по варианту	L , млн. об.		
	L_h , часы		

2.7 Практическое занятие №1: решение задачи 1

«Расчёт реакций опор балочных конструкций»

(2 часа)

Организационная часть

Данная задача решается студентами под руководством преподавателя. В домашнее задание задача не входит. Студенты, пропустившие практическое занятие с данной задачей, изучают её самостоятельно и решают вместе со всеми на аудиторной контрольной работе аналогичную задачу.

Определения

Синус угла – это отношение противолежащего этому углу катета к гипотенузе в прямоугольном треугольнике.

Косинус угла – это отношение прилежащего к этому углу катета к гипотенузе в прямоугольном треугольнике.

Условие задачи

Рассчитать реакции двух опор горизонтальной балки, находящейся в равновесии в плоской системе произвольных сил, учитывая, что балка соединена с опорами цилиндрическими шарнирами, причём одна из опор неподвижна, а другая имеет возможность горизонтального перемещения (рисунок 2.7.1).

Исходные данные: $P = 20$ кН – вес балки; $F = 15$ кН – внешняя сила; $l = 18$ м – длина балки; $\alpha = 60^\circ$; $\sin 60^\circ = 0,87$; $\cos 60^\circ = 0,5$

Определить: X_A ; Y_A ; Y_B .

Решение

1) Заменяем на схеме опоры А и В реакциями опор X_A ; Y_A ; Y_B , учитывая, что неподвижная опора А имеет две реакции: по оси Y и по оси X , а подвижная опора Б – одну по оси Y (рисунок 2.7.2).

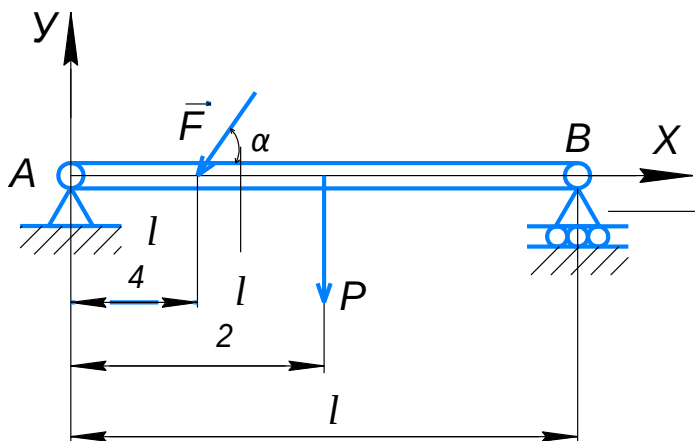


Рисунок 1.1 – Схема горизонтальной балки с двумя опорами, находящейся в равновесии в плоской системе произвольных сил

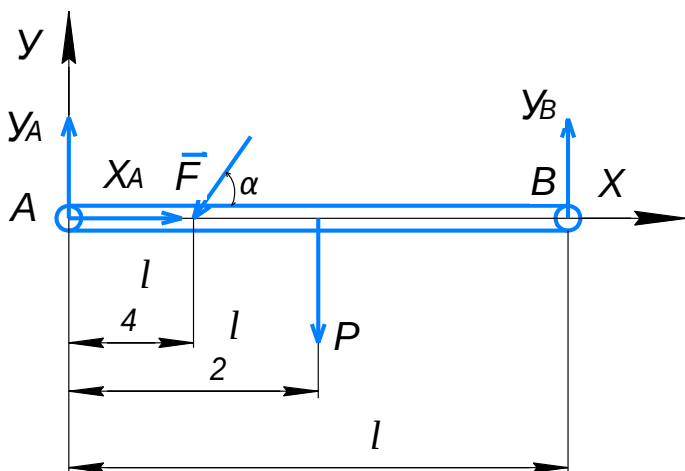


Рисунок 1.2 – Схема горизонтальной балки с реакциями связей двух опор, находящейся в равновесии в плоской системе произвольных сил

2) Составляем уравнения равновесия балки:

$$\begin{aligned}\sum_{K=1}^N F_{KX} &= 0, & X_A - F \cos \alpha &= 0; \\ \sum_{K=1}^N F_{KY} &= 0, & Y_A - F \sin \alpha - P + Y_B &= 0; \\ \sum_{K=1}^N m_A \left(\vec{F}_K \right) &= 0, & - (F \sin \alpha) \frac{l}{4} - P \frac{l}{2} + Y_B l &= 0.\end{aligned}$$

3) Решаем систему из трёх уравнений:

$$X_A = F \cos 60^\circ = 15 \cdot 0,5 = 7,5 \text{ кН};$$

$$Y_B = \frac{(F \sin 60^\circ) \frac{l}{4} + P \frac{l}{2}}{l} = \frac{15 \cdot 0,87 \cdot \frac{18}{4} + 20 \cdot \frac{18}{2}}{18} = 13,26 \text{ кН};$$

$$Y_A = F \sin 60^\circ + P - Y_B = 15 \cdot 0,87 + 20 - 13,26 = 19,79 \text{ кН}.$$

Ответ: $X_A = 7,5 \text{ кН}; Y_A = 19,79 \text{ кН}; Y_B = 13,26 \text{ кН}.$

2.8 Практическое занятие №2: решение задачи 2

«Расчёт плоских ферм»

(2 часа)

Организационная часть

Данная задача решается студентами под руководством преподавателя. В домашнее задание задача не входит. Студенты, пропустившие практическое занятие с данной задачей изучают её самостоятельно и решают вместе со всеми на аудиторной контрольной работе аналогичную задачу.

Условие задачи

Рассчитать реакции опор металлической фермы и усилия в стержнях, из которых состоит ферма, соединённых меж собой в узлах цилиндрическими шарнирами, если она находится в равновесии в плоской системе произвольных сил (рисунок 2.8.1).

Допущения: при расчёте фермы стержни являются идеальными (не гнутся, не разрываются), и внешняя нагрузка распределяется на все её узлы.

Исходные данные: $F_1 = 20 \text{ кН}$; $F_2 = 15 \text{ кН}$; $l = 18 \text{ м}$;
 $\alpha = 45^\circ$; $\sin 45^\circ = 0,7$; $\cos 45^\circ = 0,7$.

Определить: реакции опор X_A ; Y_A ; Y_B ; усилия в стержнях S_{AC} ; S_{AE} ; S_{CE} ; S_{CD} ; S_{EK} ; S_{DK} ; S_{DB} ; S_{KB} .

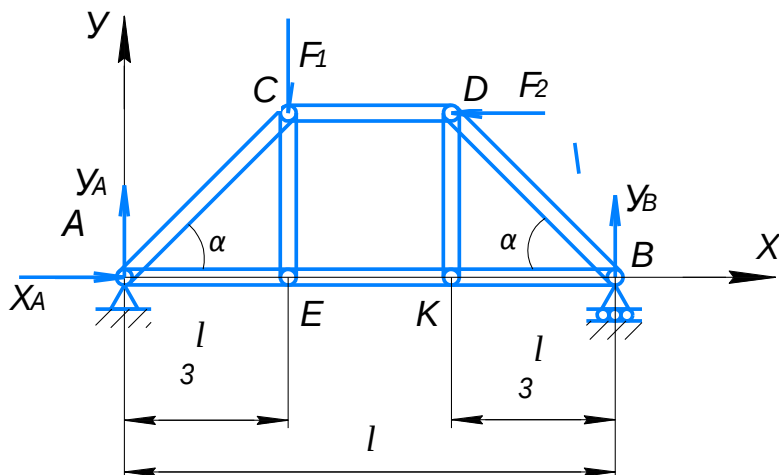


Рисунок 2.1 – Схема металлической фермы с реакциями связей двух опор, находящейся в равновесии в плоской системе произвольных сил

Решение

1) Для нахождения реакций опор делаем допущение, что вся конструкция фермы является жёсткой.

а) Заменяем на схеме опоры А и В реакциями опор X_A ; Y_A ; Y_B , учитывая, что неподвижная опора А имеет две реакции: по оси У и по оси Х, а подвижная опора В – одну по оси У (рисунок 2.8.1).

б) Составляем уравнения равновесия фермы:

$$\begin{aligned}\sum_{K=1}^N F_{KX} &= 0, & X_A - F_2 &= 0; \\ \sum_{K=1}^N F_{KY} &= 0, & Y_A - F_2 + Y_B &= 0; \\ \sum_{K=1}^N m_A \left(\vec{F}_K \right) &= 0, & F_2 \frac{l}{3} - F_1 \frac{l}{3} + Y_B l &= 0.\end{aligned}$$

в) Решаем систему из трёх уравнений с тремя неизвестными X_A ; Y_A ; Y_B и находим их числовые значения:

$$X_A = F_2 = 15 \text{ кН};$$

$$Y_B = \frac{F_1 - F_2}{3} = \frac{20 - 15}{3} = 1,67 \text{ кН};$$

$$Y_A = F_2 - Y_B = 15 - 1,67 = 13,33 \text{ кН}.$$

2) Находим усилия в стержнях.

а) В конструкции фермы стержни могут испытывать два вида напряжений: растяжение и сжатие. Полагаем, что стержни сжаты и направляем усилия в них по оси стержня от узлов внутрь его длины (рисунок 2.8.2).

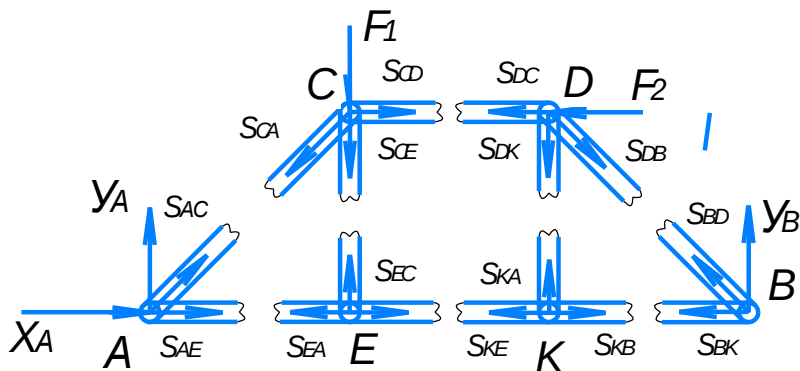


Рисунок 2.2 – Схемы узлов металлической фермы с усилиями в стержнях, направленными по оси стержней в направлении их сжатия

б) Рассмотрим каждый узел отдельно, то есть как точку, в которой пересекаются линии действия нескольких сил (усилия в стержнях узла и внешние силы, действующие на этот узел) и составляем уравнения условий равновесия (формулы 2.3.2) для плоской системы сходящихся сил.

Для узла A:

$$\sum_{K=1}^N F_{KX} = 0, \quad X_A + S_{AE} + S_{AC} \cos 45^\circ = 0;$$

$$\sum_{K=1}^N F_{KY} = 0, \quad Y_A + S_{AC} \sin 45^\circ = 0.$$

Решаем систему из двух уравнений с двумя неизвестными S_{AE} и S_{AC} и находим их числовые значения:

$$S_{AC} = -\frac{Y_A}{\sin 45^\circ} = -\frac{13,33}{0,7} = -19 \text{ кН};$$

$$S_{AE} = -X_A - S_{AC} \cos 45^\circ = -15 - 19 \cdot 0,7 = -28,3 \text{ кН}.$$

Для узла С:

$$\begin{aligned}\sum_{K=1}^N F_{KX} &= 0, & -S_{CA} \sin 45^\circ + S_{CD} &= 0; \\ \sum_{K=1}^N F_{KY} &= 0, & -S_{CA} \cos 45^\circ - S_{CE} - F_1 &= 0.\end{aligned}$$

Решаем систему из двух уравнений с двумя неизвестными S_{CD} и S_{CE} и находим их числовые значения, учитывая, что $S_{CA} = -S_{AC}$, величина которого известна из решения узла в точке А (решить самостоятельно).

Для узла D:

$$\begin{aligned}\sum_{K=1}^N F_{KX} &= 0, & -S_{DC} - F_2 + S_{DB} \sin 45^\circ &= 0; \\ \sum_{K=1}^N F_{KY} &= 0, & -S_{DK} - S_{DB} \cos 45^\circ &= 0.\end{aligned}$$

И так далее для всех остальных узлов от узла к узлу, когда в нём после решения соседних узлов остаётся только два неизвестных усилия в стержнях.

Знак «минус» числового значения усилия в ответе означает, что реально усилие в стержне направлено в обратную сторону, то есть стержень испытывает напряжение растяжения.

Ответ: реакции опор: $X_A = \dots; Y_A = \dots; Y_B = \dots;$
 усилия в стержнях: $S_{AC} = \dots; S_{AE} = \dots; S_{CE} = \dots; S_{CD} = \dots;$
 $S_{EK} = \dots; S_{DK} = \dots; S_{DB} = \dots; S_{KB} = \dots$.

3 ТИПОВЫЕ ДЕТАЛИ МАШИН

3.1 Валы и оси

Валы и оси – цилиндрические детали, длина которых больше диаметра, для поддержания в механизмах вращающихся деталей в постоянном положении их оси вращения. Валы передают вращающий момент, оси – не передают, и те и другие подвергаются воздействию поперечных сил и изгибающих моментов.

Опорные элементы валов и осей – **цапфы** – это участки их длины, воспринимающие нагрузку. Цапфы под подшипниками называются «**шип**», под насадными деталями – «**шейка**», под подпятником – «**пятя**».

Классификация валов

По форме продольной оси:

прямые – ось вала является прямой линией;

коленчатые – ось вала, совпадая с осью вращения вала на участке «шип», изгибается в определённых местах под прямым углом, образуя колена с участком «шейка» и возвращается обратно на линию оси вращения на другой участок «шип» и так несколько раз;

гибкие – вал изготовлен из стальной пружины, имеющей невысокую изгибную жёсткость во всех направлениях, но обладающей высокой крутильной жёсткостью.

По форме продольного сечения:

гладкие – вал имеет один диаметр по всей длине;

ступенчатые – вал имеет различные диаметры цапф;

валы-шестерни – шестерня и вал изготовлены из одного куска материала и являются одной деталью.

Материалы деталей – углеродистые или легированные стали: 45; 40X (для средней нагрузки); 40XH; 40XH2MA (для высокой нагрузки) с закалкой и высоким отпусканием (улучшение); 20X; 12XH3A (для быстроходных валов) с цементацией и поверхностной закалкой; высокопрочный чугун ВЧ80, ВЧ100 – для коленчатых валов.

3.2 Насадные детали и втулки

Насадная деталь – насаживаемая на шейку вала и фиксируемая на ней для передачи вращающего момента. Имеет общую форму диска с центральным отверстием и элементы: ступицу (утолщение вокруг отверстия), обод (наружная цилиндрическая часть) и спицы или тонкий диск между ними.

Втулка – трубчатая деталь с буртиком или без него, её диаметр примерно равен длине.

Буртик (запечник) – круговое утолщение на одном из торцов втулки для ограничения осевого перемещения.

Классификация насадных деталей

По конструкции: плоские цельные, рельефные цельные, рельефные составные.

Элементы, из которых состоит насадная деталь:

ступица – утолщение на детали вокруг центрального отверстия, насаживаемое на шейку вала;

обод – периферийная цилиндрическая поверхность, поперечный профиль которой подчинён задаче передачи вращающего момента насадной детали соседнего вала;

спицы или тонкий диск с отверстиями для снижения веса, расположенными равномерно по окружности – соединяют ступицу с ободом.

По способу соединения с шейкой вала: шпоночные, шлицевые, с натягом круглые, клеммовые.

Материалы деталей

Для антифрикционных втулок (подшипники скольжения): бронзы БрАМц10-2, Бр ОЦС4-4-4, фторопласт.

Для координирующих втулок на вал: сталь 30, 35 с термообработкой нормализацией.

Для насадных деталей: стали 40Х, 40ХН2МА (зубчатые колёса), чугуны СЧ15, СЧ20 (шкивы), текстолит (и зубчатые колёса и шкивы при невысоких нагрузках).

3.3 Корпусные детали

Корпус –наиболее крупная деталь механизма, на которой или внутри которой зафиксированы все другие детали.

Классификация корпусов **по форме**

Станина – удлинённый горизонтальный корпус неподвижного оборудования, несущий на себе и обеспечивающий правильное взаимное расположение и относительное перемещение узлов машины.

Плита – плоская, лежащая в основании вертикальных машин, массивная деталь, обеспечивающая устойчивость последних.

Колонна – вертикальный корпус оборудования, высота которого гораздо больше других размеров.

Коробка – полая объёмная корпусная деталь с крышкой или без, заключающая внутри себя весь механизм.

Классификация **по характеру эксплуатации**:

корпуса неподвижного оборудования;

корпуса транспортных машин.

Материалы

Крупные неподвижные корпуса сложной формы изготовляют из чугуна СЧ30, СЧ35, небольшие по габаритам – из мягких сталей марок 20, 25.

В транспортных машинах для корпусов применяют литейные сплавы лёгких металлов (магния – марок МЛ и МЦИ, алюминия – марок АЛ).

Особопрочные корпуса – из сталей марок 30, 35, непрочные – из пластмасс различных марок.

Неподвижные корпуса устанавливают на **фундаментах**.

Фундамент – основание, площадка в полу здания, изготовляемая из бетона специально для конкретного оборудования с целью обеспечения оптимальной устойчивости и гашения вибраций.

Для прецизионных машин применяют виброизоляционные опоры на пружинах или резиновых башмаках.

3.4 Пружины

Пружины – упругие детали, выполняющие изложенные ниже функциональные задачи.

- 1) Создание постоянных сил начального сжатия или натяжения в передачах трением, тормозах, предохранительных устройствах, для уравнивания сил тяжести.
- 2) Силовое замыкание кинематических кулачковых пар.
- 3) Выполнение функций двигателя на основе аккумулярования механической энергии.
- 4) Виброизоляция в машинах.
- 5) Восприятие энергии удара.
- 6) Измерение сил в приборах.

Классификация пружин **по форме:**

витые цилиндрические растяжения и сжатия;
тарельчатые сжатия;
кручения витые цилиндрические и плоские;
специальные формы – листовые рессоры, плоские фигурные, фасонные и многожильные. Для увеличения компактности пружины вставляют одна в другую.

Материалы пружин:

для малых размеров – стали У7А...У10А;
для больших размеров – стали 60С2А, 65Г, 50ХГСА;
в агрессивных средах – бериллиевая бронза БрБ2;
при невысоких усилиях роль пружин играют резина и полимерные материалы.

3.5 Типовые крепёжные детали

К ним относятся: винты, гайки, шпильки и саморезы – детали, содержащие крепёжную резьбу.

Резьба крепёжная – выступ в виде винтовой линии треугольного профиля на поверхности вращения крепёжной детали (наружной – у винта, внутренней – у гайки). Называется метрической, так как измеряется в миллиметрах, обозначается буквой «М», далее указывается числовое

значение наружного диаметра и через знак « $\times$ » умножение» мелкий шаг резьбы. Крупный шаг не указывается.

Профиль резьбы – форма поперечного сечения витка резьбы. У метрической крепёжной резьбы профиль треугольный с углом 60° .

Шаг резьбы – расстояние между одноимёнными точками соседних витков.

Винт – стержень со шляпкой и резьбовым концом – ввинчивается в отверстие одной из скрепляемых деталей.

Шляпка (головка) винта – утолщение определённой формы на гладком конце стержня, для передачи на резьбовой стержень вращающего момента от инструмента.

Болт – винт со шляпкой и гайкой.

Шпилька – резьбовой двухсторонний стержень, ввинчивается одной стороной в резьбовое отверстие в корпусной детали, на стержень шпильки надевают соединяемую с корпусом деталь, а на другую резьбовую сторону шпильки надевается шайба и накручивается гайка.

Гайка – деталь с резьбовым отверстием и соосной ему шестигранной наружной поверхностью под гаечный ключ. Накручивается на болт или шпильку для прижатия соединяемых деталей друг к другу.

Шайба – плоская круглая деталь с отверстием для предохранения поверхности детали под гайкой.

Саморез – 1) винт с острым резьбовым концом для древесных материалов, или 2) винт с двумя режущими кромками в виде сверла на конце для мягких сплавов металлов.

Шляпки винтов – четырёх и шестигранные (наружные и внутренние) под гаечный ключ; круглые со шлицевыми и крестообразными пазами под отвёртку.

Материал винтов и гаек – стали марок Ст3; 20; 30; 45; 35Х; 40Х. Материал гайки должен быть менее прочен, чем материал болта, так как гайку дешевле заменить в случае срыва резьбы при превышении силы затяжки гайки.

3.6 Лабораторная работа № 2 «Изучение конструкции и расчёт грузоподъёмных механизмов»

(2 часа)

1 Цель работы

- 1) Изучение конструкций домкратов трёх типов.
- 2) Изучение способов увеличения подъёмной силы за счёт механических и гидравлических передач.
- 3) Знакомство с деталями домкратов.
- 4) Освоение расчёта кинематических и силовых характеристик домкратов.

2 Принадлежности, мерительные инструменты:

линейка металлическая 150 мм – 3 штуки;
штангенциркуль ШЦ1 – 1 штука;
ключ гаечный 8-10 – 1 штука;
домкрат механический с вертикальным винтом;
домкрат механический с горизонтальным винтом;
домкрат гидравлический.

3 Задания на лабораторную работу

- 1) Задания по теоретической части:
изучить конструкции домкратов различных типов;
произвести расчёты кинематических и силовых характеристик домкратов трёх типов.
- 2) Задания по практической части:
произвести измерения длин рукояток домкратов;
научиться пользоваться и разбирать и собирать механический домкрат с вертикальным винтом;
научиться пользоваться механическим домкратом с горизонтальным винтом;
научиться пользоваться и собирать рычаг с ручкой и с гнездом рычага домкрата гидравлического.

4 Порядок выполнения теоретической части работы

- 1) Изучить и усвоить правила техники безопасности при ознакомлении с конструкцией домкрата.
- 2) Произвести расчёт кинематических параметров домкрата и привести в отчёте.
- 3) Произвести расчёт силовых параметров домкрата и привести в отчёте.

5 Порядок выполнения практической части работы

- 1) Ознакомиться с конструкцией домкрата и его узлов.
- 2) Внешним осмотром домкратов определить из каких деталей состоит каждый домкрат.
- 3) Разобрать редуктор механического домкрата с вертикальным винтом и собрать его после ознакомления.
- 4) Изучить процессы приведения домкратов в действие.
- 5) Выполнить эскизы (или привести фотографии) внешнего вида каждого домкрата так, чтоб было понятно его устройство и указать на нём позицию каждой детали и привести в подрисуночной надписи названия всех деталей.
- 6) В конце работы собрать домкрат и привести его в исходное положение, то есть опустить верхнюю опору домкрата полностью вниз:

у домкрата механического с вертикальным винтом – кронштейн с лапой;

у домкрата механического с горизонтальным винтом – пятку с верхним корпусом;

у домкрата гидравлического – плунжер гидроцилиндра с винтом.

6 Исходные данные для расчёта

Величину окружной силы F_t , прикладываемой к ручке рукоятки домкрата при приведении его в действие каждому студенту следует определить по **последней цифре шифра своей зачётной книжки** (студенческого билета) из таблицы 3.6:

Таблица 3.6 – Значение окружной силы, Н

№	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F_t	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80

7 Кинематический и силовой расчёты домкрата механического с вертикальным винтом

1) Расчёт кинематических характеристик домкрата механического с вертикальным винтом

а) Определить передаточное число $U_{зуб.}$ конической зубчатой передачи, находящейся в домкрате. Для этого открутить гаечным ключом четыре винта, снять крышку с редуктора, находящегося в верхней части домкрата и сосчитать число зубьев шестерён конической зубчатой передачи.

$$U_{зуб} = \frac{Z_2}{Z_1},$$

где Z_1 – число зубьев конической шестерни, насаженной на вал рукоятки;

Z_2 – число зубьев конической шестерни, насаженной на верхнюю шейку вертикального винта.

б) Определить передаточное число $U_{резьб.}$ кинематической цепи «ручка-гайка». Для этого измерить линейкой кратчайшее расстояние L_p (мм) от оси вращения рукоятки до оси находящейся на ней ручки, а также измерить шаг резьбы вертикального винта p (мм) – расстояние между одноимёнными точками соседних витков резьбы.

$$U_{резьб.} = \frac{2\pi L_p}{U_{зуб} p}.$$

2) Расчёт силовых характеристик домкрата механического с вертикальным винтом

а) Определить коэффициент полезного действия $\eta_{\text{верт.}}$ силовых элементов домкрата:

$$\eta_{\text{верт.}} = \eta_{\text{зуб.}} \eta_{\text{резьб.}} (\eta_{\text{скольж.}})^K \eta_{\text{качен.}}$$

где $\eta_{\text{зуб.}} = 0,97$ – коэффициент полезного действия конической зубчатой передачи;

$\eta_{\text{резьб.}} = 0,35$ – коэффициент полезного действия резьбовой передачи с прямоугольной резьбой;

$\eta_{\text{скольж.}} = 0,7$ – коэффициент полезного действия одной пары радиальных подшипников скольжения;

K – количество пар подшипников скольжения;

$\eta_{\text{качен.}} = 0,99$ – коэффициент полезного действия одного упорного подшипника качения.

б) Определить подъёмную силу F_a на кронштейне домкрата, Н:

$$F_a = F_t U_{\text{резьб.}} \eta_{\text{верт.}}$$

8 Кинематический и силовой расчёты домкрата механического с горизонтальным винтом

1) Расчёт кинематических характеристик домкрата механического с горизонтальным винтом

Определить передаточное число $U_{\text{резьб.}}$ кинематической цепи «ручка-гайка». Для этого измерить линейкой кратчайшее расстояние L_p (мм) от оси вращения рукоятки до оси находящейся на ней ручки, а также измерить шаг резьбы горизонтального винта p (мм) – расстояние между одноимёнными точками двух соседних витков резьбы.

$$U_{\text{резьб.}} = \frac{2\pi L_p}{p}.$$

2) Расчёт силовых характеристик домкрата механического с горизонтальным винтом

а) Определить коэффициент полезного действия $\eta_{гор.}$ силовых элементов домкрата:

$$\eta_{гор.} = \eta_{резьб.} (\eta_{скольж.})^K,$$

где $\eta_{резьб.} = 0,3$ – коэффициент полезного действия резьбовой передачи с треугольной резьбой;

$\eta_{скольж.} = 0,7$ – коэффициент полезного действия одной пары радиальных подшипников скольжения;

K – число пар подшипников скольжения.

б) Определить подъёмную силу F_a на опоре домкрата, Н:

$$F_a = F_t U_{резьб.} \eta_{гор.}$$

9 Кинематический и силовой расчёты домкрата гидравлического

1) Расчёт кинематических характеристик домкрата гидравлического

а) Определить передаточное число U_p кинематической пары «рычаг – ось гидронасоса». Для этого измерить линейкой длину рычага L_p (мм) от оси качания рычага до точки приложения силы (середины ручки рычага), а также измерить расстояние h (мм) от оси качания рычага до оси гидронасоса:

$$U_p = \frac{L_p}{h}.$$

б) Определить передаточное число U_r кинематической пары «поршень гидронасоса – поршень силового гидроцилиндра». Для этого измерить штангенциркулем диаметры обоих поршней d (мм) и D (мм) и рассчитать по формуле:

$$U_r = \frac{D^2}{d^2}.$$

в) Определить передаточное число $U_{дг}$ кинематической цепи домкрата гидравлического:

$$U_{дг} = U_p U_r.$$

5.2 Расчёт силовых характеристик домкрата гидравлического

а) Определить коэффициент полезного действия $\eta_{гидр.}$ силовых элементов домкрата:

$$\eta_{гидр.} = (\eta_{гидроцил.})^2 (\eta_{скольж.})^K,$$

где $\eta_{гидроцил.} = 0,99$ – коэффициент полезного действия гидроцилиндра;

$\eta_{скольж.} = 0,7$ – коэффициент полезного действия одной пары радиальных подшипников скольжения;

K – число пар подшипников скольжения.

Определить подъёмную силу F_a на опоре домкрата, Н:

$$F_a = F_t U_{дг} \eta_{гидр.}$$

10 Результаты измерений и расчётов занести в таблицу 2 отчёта по лабораторной работе №2

11 Вывод

- 1) Какой домкрат имеет более высокий КПД
- 2) Какой домкрат имеет большую подъёмную силу?

12 Содержание отчёта

- 1) Цель, принадлежности, задания.
- 2) Эскиз (фотография) внешнего вида домкратов с указанием позиций деталей и расшифровкой названий в подписуночной надписи.
- 3) Кинематический расчёт домкратов.
- 4) Силовой расчёт домкратов.
- 5) Таблица результатов.
- 6) Вывод по трём типам домкратов.

Таблица 2 – Результаты измерений и расчётов кинематических и силовых характеристик домкратов

Тип домкрата		Механический с вертикальным винтом	Механический с горизонтальным винтом	Гидравлический
Исходные данные	F_t			
Результаты подсчёта зубьев	Z_1		-	-
	Z_2		-	-
Результаты измерений размеров	p			-
	L_p			
	h	-	-	
	d	-	-	
	D	-	-	
Результаты вычислений	$U_{зуб}$		-	-
	$U_{резьб}$			-
	U_p	-	-	
	U_r	-	-	
	$U_{дг}$	-	-	
	F_a			
КПД домкрата	η			

13 Контрольные вопросы

- 1) Из каких деталей состоит домкрат?
- 2) Сколько пар подшипников применено в домкрате?
- 3) Покажите на схеме домкрата длину рукоятки L_p
- 4) Покажите на схеме домкрата точку приложения силы вращения рукоятки F_t .
- 5) Покажите на схеме домкрата где измеряли D и d .

Примечание: при ответах на контрольные вопросы студенты имеют право пользоваться своим отчётом по лабораторной работе.

Приложение 3.6

Правила техники безопасности при изучении и приведении в действие домкратов

Опасности при выполнении лабораторной работы:

- 1) падение домкрата со стола на ногу;
- 2) прищемление пальцев движущимися деталями домкрата при приведении его в действие.

До начала выполнения работы

- 1) Приходить на лабораторные занятия в тёмной одежде, чтобы даже случайно не замарать светлую.
- 2) Освободить середину рабочего стола от тетрадок и положить картонный лист так, чтобы его края не свешивались со стола.
- 3) Расположить домкрат на середине картонного листа.
- 4) Ознакомиться с правилами техники безопасности.

В процессе выполнения работы

- 1) Не ставить домкрат на край стола во избежание падения на ногу.

2) Механический домкрат с вертикальным винтом удерживать в вертикальном положении руками от падения.

3) Не вставлять пальцы рук в щели между деталями в домкрате при приведении его в действие.

4) В случае ранения пальцев рук обращаться к лаборанту или преподавателю.

После выполнения работы

1) Убрать домкрат на полку стеллажа поглубже от края в нишу полки.

2) Сдать инструмент преподавателю или лаборанту.

3) Убрать картон на место.

4) Не вытирать руки об одежду.

5) Вымыть руки с мылом.

3.7 Практическое занятие №3: решение задачи 3

«Прочность болтовых соединений»

Организационная часть практических занятий для задач с 3 по 10 данного учебного пособия

Задачи с 3 по 10 являются домашним заданием, решаются и оформляются самостоятельно, следуя указаниям учебного пособия, а консультируются преподавателем или защищаются студентами по одной при наличии оформленного отчёта и готовности студента отвечать на вопросы – на практических аудиторных занятиях.

Структура оформления студентом каждой решённой задачи в отчёте содержит в себе следующие элементы:

полное условие задачи, как оно изложено в методическом пособии;

схему из условия задачи;

исходные данные (краткая выписка числовых значений, данных в условии задачи);

решение (должны быть приведены все необходимые формулы, таблицы и графики);

ответ (полный с объяснением указанных чисел).

Исходные данные для расчётов каждой задачи выбираются каждым студентом **из таблицы в каждой задаче**: из строки №1 – **по последней цифре** шифра своей зачётной книжки (студенческого билета) и из строки №2 – **по предпоследней цифре** шифра.

Примечание. Вид нагрузки, указанный в таблицах исходных данных всех последующих задач:

I – статическая (постоянная во времени по величине и направлению);

II – переменная (изменяющая свою величину во времени от нуля до максимума и от максимума до нуля);

III – знакопеременная (изменяющая величину и направление во времени от положительного максимума до отрицательного максимума симметрично относительно нуля).

Теоретическая часть задачи 3

При сборке болтового соединения (две стальные плоские детали с совмещённым отверстием и поперечной нагрузкой) стержень болта устанавливается в отверстия соединяемых деталей с зазором, при этом болт после затягивания гайкой должен выдержать напряжение растяжения такой величины, чтобы создать силу трения на поверхностях стыка деталей, превышающую внешнюю нагрузку, пытающуюся сдвинуть детали в пределах зазора относительно друг друга.

Исходные данные приведены в таблице 3.7.

Пример решения задачи 3

Условие задачи

Для выполнения условия прочности болтового соединения определить наружный диаметр и шаг резьбы болта, рассчитать необходимую величину силы растяжения болта затягиванием гайки и указать его условное обозначение,

если известно, что болт в отверстии установлен с зазором, резьба болта метрическая с крупным шагом, а материал болта – сталь, прошедшая термообработку нормализацией.

Таблица 3.7 – Исходные данные к задаче 3

№ стро-ки	Параметр	Вариант				
		0	1	2	3	4
1	Материал болта – сталь	Ст3	Ст5	10	20	25
	Вид нагрузки	I	II	III	I	II
2	Сила P , Н	1100	1200	1300	1400	1500

Продолжение таблицы 3.7

№ стро-ки	Параметр	Вариант				
		5	6	7	8	9
1	Материал болта – сталь	30	35	40	35X	40X
	Вид нагрузки	III	I	II	III	I
2	Сила P , Н	1600	1700	1800	1900	2000

Исходные данные: $P = 2500$ Н; вид нагрузки – статическая; материал болта – сталь 50, нормализация.

Решение

1) Осева́я сила, растягивающая болт при затягивании соединения гайкой, Н:

$$Q = \frac{SP}{if} = \frac{2 \cdot 2500}{1 \cdot 0,15} = 33333,$$

где $S = 2$ – коэффициент, учитывающий запас сцепления (во избежание сдвигов деталей в пределах зазора);

P – сила, действующая перпендикулярно оси болта, Н;
 i – число стыков между деталями, определяется визуально по схеме – 1;
 f – коэффициент трения поверхностей на стыке соединяемых стальных листов. Для трения стали о сталь – 0,15.

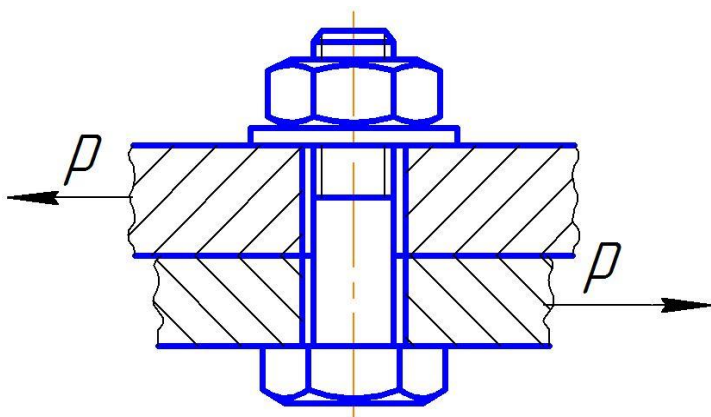


Рисунок 3 – Схема болтового соединения, испытывающего поперечную нагрузку, с зазором между отверстиями в деталях и стержнем болта

2) Минимально допустимый работающий на растяжение диаметр по дну впадины резьбы d_B (мм) в опасном сечении, находящемся у основания резьбы на стержне болта:

$$d_B = K\sigma \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_P]}} = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 33333}{3,14 \cdot 210}} = 1,3 \cdot 14,22 = 18,49 ,$$

где $[\sigma_P]$ – допускаемое напряжение материала болта при растяжении [1, табл. 19, 20, с. 74...78]. Для стали 50, прошедшей термообработку нормализацией – 210 МПа;

$K\sigma$ – коэффициент концентрации напряжений у основания резьбы, где происходит разрыв болта – 1,3.

3) Наружный диаметр резьбы болта

Минимально допустимый диаметр болта по дну впадины резьбы d_b корректируем по стандартным значениям [1, табл. 826, с. 603...604]. Выбираем ближайшее большее табличное значение к числу 18,49 и получаем $d_b = 18,933$ мм и в этой же строке таблицы выписываем числовое значение наружного диаметра резьбы болта $d = 22$ мм и шага резьбы 2,5 мм.

Ответ: наружный диаметр резьбы болта $d = 22$ мм, шаг резьбы – 2,5 мм: этим данным соответствует условное обозначение M22; необходимая величина осевой силы растяжения болта затянутой гайкой $Q = 33333$ Н.

3.8 Практическое занятие №4: решение задачи 4

«Прочность шпоночных соединений»

Теоретическая часть

Между валом и насаженной на его шейку шестерней в шпоночных пазах той и этой вставлена с зазором по высоте стандартная призматическая шпонка для передачи вращающего момента.

Исходные данные по задаче приведены в таблице 3.8.

Пример решения задачи 4

Условие задачи

Проверить на прочность стандартную призматическую шпонку, соединяющую ведущий вал с шестерней, если известны: диаметр d вала; окружная сила F , передаваемая валом через шпонку на диаметр d_1 (на рисунке не показан) начальной окружности шестерни (на рисунке показана частично); вид нагрузки; материал шпонки – сталь, прошед-

шая термообработку нормализацией; общая длина l шпонки с закруглениями на обоих концах R .

Таблица 3.8 – Исходные данные к задаче 4

№ строки	Параметр	Вариант				
		0	1	2	3	4
1	Материал шпонки сталь	Ст5	Ст6	10	20	25
	Вид нагрузки	I	II	III	I	II
2	Сила P , Н	1100	1200	1300	1400	1500
	d , мм	16	18	20	22	25
	d_1 , мм	60	70	80	90	100
	l , мм	25	27	29	32	36

Продолжение таблицы 3.8

№ строки	Параметр	Вариант				
		5	6	7	8	9
1	Материал шпонки сталь	30	35	40	20X	40X
	Вид нагрузки	III	I	II	III	I
2	Сила P , Н	1600	1700	1800	1900	2000
	d , мм	28	32	36	40	45
	d_1 , мм	110	125	140	160	180
	l , мм	40	45	48	53	60

Исходные данные: $F = 2500$ Н; вид нагрузки – статическая; $d = 50$ мм; $d_1 = 200$ мм; $l = 70$ мм; материал шпонки – сталь 50, нормализация.

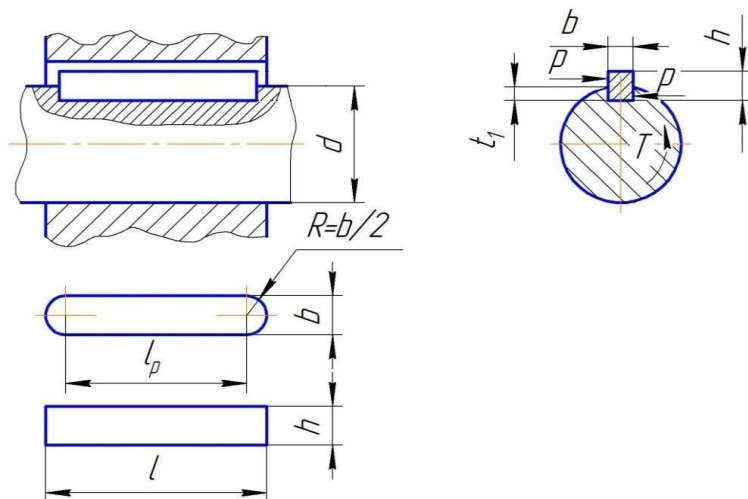


Рисунок 4 – Схема шпоночного соединения с указанием сил P , действующих на шпонку с двух сторон: от ведущего вала – вектор справа налево при передаче вращающего момента T и от сопротивления шестерни – вектор слева направо; остальные буквы обозначают размеры, указанные в решении задачи

Решение

Расчёт шпонки призматической на смятие и срез

1) По значению диаметра вала $d = 50$ мм, выбираем из справочника стандартные размеры поперечного сечения шпонки и шпоночного паза [2, табл. 2, с. 879...881]:

ширина b и высота h шпонки $b \times h = 14 \times 9$ мм;

глубина шпоночного паза вала $t_1 = 5,5$ мм.

2) Из схемы, приложенной к задаче, видно, что торцы шпонки закруглены полуокружностями, у которых $R = b/2$ и поверхности которых не контактируют с поверхностями

шпоночных пазов вала и ступицы насадной детали (рисунок 4), поэтому рабочая длина шпонки меньше её общей длины:

$$l_p = l - b = 70 - 14 = 56 \text{ мм.}$$

3) Вращающий момент, передаваемый шпонкой, Нмм:

$$T = 0,5Fd_1 = 0,5 \cdot 2500 \cdot 200 = 25 \cdot 10^4.$$

4) Сила P , действующая на шпонку, Н:

$$P = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 25 \cdot 10^4}{50} = 10000.$$

5) Расчёт шпонки на смятие из условия, что напряжение смятия в шпонке из стали 50 меньше допускаемого для этой стали $\sigma_{CM} \leq [\sigma_{CM}]$:

$$\sigma_{CM} = \frac{P}{l_p t_1} = \frac{10000}{56 \cdot 5,5} = 32,47 \leq [\sigma_{CM}] = 310,$$

где $[\sigma_{CM}]$ – допускаемое напряжение смятия для стали 50 [1, табл. 19, 20, с. 74...78], равное 310 МПа.

6) Расчёт шпонки на срез из условия, что напряжение среза в шпонке из стали 50 меньше допускаемого для этой стали $\tau_{CP} \leq [\tau_{CP}]$:

$$\tau_{CP} = \frac{P}{l_p b} = \frac{10000}{56 \cdot 14} = 12,76 \leq [\tau_{CP}] = 125,$$

где $[\tau_{CP}]$ – допускаемое напряжение среза для стали 50, [1, табл. 19, 20, с. 74...78], равное 125 МПа.

Ответ: стандартная призматическая шпонка размерами $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 70$ мм имеет достаточную прочность для передачи вращающего момента $T = 25 \cdot 10^4$ Нмм, так как условия прочности шпонки на смятие ($32,47 \text{ МПа} < 310 \text{ МПа}$) и срез ($12,76 \text{ МПа} < 125 \text{ МПа}$) выполняются.

4 СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Под **соединениями** деталей понимают узлы, образованные прилегающими друг к другу поверхностями деталей при помощи соединительных элементов или без них.

Машину, механизм, конструкцию собирают из деталей. Процесс сборки деталей меж собой должен обеспечить выполнение функции, предназначенной соединению в узле машины, механизма, конструкции. Выбор вида соединения деталей для какого-либо узла определяется назначением узла и необходимостью движения или разборки деталей.

4.1 Классификации и определения соединений деталей машин

По характеру выполняемой функции: подвижные и неподвижные.

Подвижными являются соединения, в которых детали и узлы перемещаются во время работы относительно друг друга, совершая заданное движение.

Неподвижными являются соединения, детали которых перемещаться относительно друг друга не должны.

По возможности разборки: разъёмные и неразъёмные.

Разъёмными являются соединения, конструкция которых позволяет повторные разборку и сборку деталей между собой.

Неразъёмными являются соединения, для разъединения которых необходимо полное или частичное разрушение деталей, входящих в соединение [8].

По способу получения соединений

Неподвижные неразъёмные соединения получают сваркой, клёпкой, пайкой, склеиванием, развальцовкой, заливкой деталей жидким сплавом металла или пластмассой, посадками деталей одна в другую с натягом.

Подвижные неразъёмные соединения – это отдельные виды подвижных соединений, собираемые специальными способами сборки: развальцовкой или с применением крепёжных элементов.

Подвижные разъёмные соединения осуществляются с помощью посадок с зазором по цилиндрическим, плоским или винтовым поверхностям на контактирующих деталях.

К неподвижным разъёмным относятся соединения, осуществляемые подвижными посадками деталей друг в друга с последующей взаимной фиксацией трением или соединительными элементами.

4.2 Сварные соединения

Сварные соединения изготовляют совместным разогревом кромок деталей до расплавленного состояния в единую ванну с последующим отверждением расплава и образованием сварного шва. В процессе отверждения происходит сближение атомов металла на межатомные расстояния или полимеризация термопластичных пластмасс, обеспечивая сцепление кромок между собой.

Виды процессов сварки:

- электродуговая (электродом во флюсовой обмазке);
- электрошлаковая (электродуговая под слоем флюса и в шлаковой ванне);
- электроконтактная (точечная и шовная: разогрев деталей в месте сварки электрическим током до пластичного состояния с последующим механическим сдавливанием);
- газовая (нагрев пламенем ацетилена или пропана):

трением (разогрев деталей в месте сварки трением друг о друга до пластичного состояния с последующим механическим сдавливанием).

Виды сварных соединений: стыковое, нахлёсточное, тавровое, угловое.

Достоинства:

высокая прочность шва (на уровне основного металла);

невысокая трудоёмкость процесса сварки;

снижение массы конструкции по сравнению с литьём;

возможность изготовления сложных по форме сварных конструкций, не выполнимых другими способами.

Недостатки:

необходимость расплавления кромок деталей;

нестабильность качества шва ручной сварки;

невозможность сварки сплавов разнородных металлов или термопластичных пластмасс между собой;

флюсы, испаряясь от нагрева, в газообразном состоянии вредны для здоровья.

4.3 Паяные соединения

Паяные соединения получают при диффузионном взаимодействии материала припоя с материалом деталей.

Припой – сплав или металл, вводимый в расплавленном состоянии в зазор между соединяемыми деталями, имеющий более низкую чем у них температуру плавления.

Технология пайки включает предварительную обработку спаиваемых поверхностей для удаления окислов механически напильником или наждачной шкуркой, а затем флюсом: для цветных металлов – канифоль, для сталей – раствор хлорида цинка.

Виды процессов пайки:

электропаяльником (расплавление низкотемпературного оловянно-свинцового припоя);

газовой горелкой (расплавление высокотемпературного медно-цинкового припоя);

индукционная пайка (расплавление высокотемпературного медно-цинкового припоя);

пайка в печи (расплавление высокотемпературного медно-цинкового припоя).

Виды паяных соединений: стыковое, нахлёсточное, скошенное, тавровое, телескопическое, соприкасающееся.

Достоинства:

нет необходимости расплавлять кромки деталей;

повторное соединение деталей без их разрушения;

соединение разнородных металлов;

соединение тонкостенных деталей.

Недостатки:

прочность шва ниже, чем у металла деталей;

необходимость наличия равномерно распределённого зазора между деталями для припоя;

флюсы, испаряясь от нагрева, в газообразном состоянии вредны для здоровья.

4.4 Клеевые соединения

Клеевые соединения деталей осуществляются при помощи неметаллических веществ – клеев, вводимых в жидком состоянии в зазор между деталями с последующими механическим сдавливанием и молекулярным взаимодействием (при полимеризации) клея с материалом деталей.

Клей – состав веществ с избирательной адгезией к какому-либо определённым материалам или их группе.

Технология склеивания включает предварительную обработку склеиваемых поверхностей для обезжиривания наждачной шкуркой, затем растворителем или ацетоном.

Виды процессов склеивания:

низкотемпературная полимеризация клея (малопрочные соединения);

высокотемпературная полимеризация клея (прочные соединения);

упрочнение шва точечной сваркой или заклёпками.

Виды клеевых соединений: нахлёсточное, скошенное, соприкасающееся, с накладками.

Достоинства:

соединение разнородных материалов, в том числе металлических и неметаллических;

соединение тонкостенных деталей;

отсутствие концентрации напряжений в клеевом слое;

обеспечение герметичности соединения;

уменьшенная масса шва.

Недостатки:

прочность шва меньше, чем у материала деталей;

шов не сопротивляется ударным нагрузкам;

невысокая сопротивляемость усилиям отрыва;

невысокая теплостойкость шва

площадь нахлёста деталей друг на друга должна быть значительной для создания необходимой прочности шва.

4.5 Заклёпочные соединения

Заклёпочные соединения получают расклёпыванием (развальцовыванием) концов стержня заклепки, вставленной в совмещённые отверстия соединяемых деталей.

Заклёпка – стержень круглого сечения со шляпками (головками) на концах, одну из которых (закладную) выполняют на заклёпке заранее, а вторую (замыкающую) формируют после совмещения отверстий деталей и размещения в них заклёпки, то есть производят клёпку. Заклёпка стягивает соединяемые детали, в результате чего часть или вся внешняя поперечная нагрузка на детали передаётся силам трения на поверхности стыка деталей.

Классификация **заклёпочных соединений:** прочные, плотнопрочные, плотные.

Классификация **заклёпок**: со сплошным стержнем, полупустотелые, трубчатые, без шляпок, с односторонним подходом и сердечником, односторонняя взрывная.

Классификация **заклёпочных швов**: нахлёсточные и стыковые, одно- и многорядные, одно- и многосрезные, с накладками и без них.

Материалы заклёпок:

для холодной клёпки – латунь, медь, дуралюмин, сталь пластичная;

для горячей клёпки – сталь пластичная диаметром свыше 10 мм.

Достоинства:

высокое сопротивление шва вибрации;

контролируемость качества шва;

отсутствие необходимости нагрева заклёпок менее 10 мм диаметром.

Недостатки:

неудобные конструкторские формы;

ослабление сечения деталей за счёт отверстий;

повышенный расход металла (заклепки, накладки, стружка от сверления отверстий).

4.6 Фрикционные соединения

Фрикционные соединения – соединения с натягом охватывающих деталей (отверстий) с охватываемыми (валами) основаны на действии сил трения между их сопряжёнными поверхностями. Натяг создаётся положительной разностью посадочных диаметров шейки вала и отверстия, скрепляемых силами упругости материала детали с отверстием от предварительного натяга.

Виды процессов сборки фрикционных соединений:

запрессовывание шейки вала в отверстие детали при нормальной температуре;

предварительное нагревание детали с отверстием для его расширения с последующей сборкой с шейкой вала нормальной температуры;

предварительное охлаждение детали-вала для уменьшения диаметра его шейки с последующей сборкой с отверстием в детали нормальной температуры;

насаживание на вал детали с отверстием, разрезанной вдоль его оси с последующим стягиванием винтовыми или болтовыми соединениями разрезанных краёв, предусмотренными заранее в конструкции детали (**клепм**овые соединения, применяющиеся для малой частоты вращения вала вследствие возникновения дисбаланса).

Обозначение посадок с натягом в Единой системе допусков и посадок (ЕСДП) в порядке уменьшения величины

натяга:

$$\frac{H7}{u7} ; \frac{H7}{s6} ; \frac{H7}{r6} ; \frac{H7}{p6} .$$

Достоинства:

выдерживают высокие статические и динамические (ударные) нагрузки;

технологичны в изготовлении (цилиндрические);

обеспечивают точное центрирование.

Недостатки:

требуется высокая точность изготовления диаметров шейки вала и отверстия;

материал детали с отверстием не должен быть хрупким, так как от натяга может дать трещину;

возможность повреждения посадочных поверхностей деталей при несоосном (искривлённом) запрессовывании вала в отверстие;

тонкостенные детали с отверстием деформируются по форме поперечного сечения вала;

ослабление натяга после разборки соединения распрессовыванием при последующей повторной сборке.

4.7 Резьбовые соединения

Резьбовые соединения – соединение двух деталей посредством контактирования наружной резьбы детали типа «вал» с внутренней резьбой в отверстии другой детали [9].

Классификация резьб по применению:

крепёжные (для предохранения от самоотвинчивания при стягивании деталей) – профиль треугольный острый;

трубные крепёжно-уплотняющие – профиль треугольный с радиусными закруглениями вершинок и впадин;

ходовые (для передачи осевого движения механической пары «винт – гайка» со значительными нагрузками) – профиль прямоугольный и трапецеидальный;

конические (для быстрого завинчивания с хорошим уплотнением) – профиль на коническом стержне треугольный с радиусными закруглениями вершинок и впадин;

круглые (для передачи высоких вращающих моментов) – вершина и впадина профиля представляют собой одинаковые по радиусу полуокружности, не создающие концентрации напряжений.

Классификация резьб по направлению:

правая – общепринятая резьба, имеющая наклон витков «справа снизу – налево вверх»;

левая – резьба, имеющая наклон витков «слева снизу – направо вверх», используемая в паре с правой резьбой, когда требуется одновременное встречное движение гаек, либо для самозавинчивания гайки при вращении винта.

Классификация резьб по количеству ниток резьбы:

однозаходная – содержит одну нитку резьбы на стержне или в отверстии, наиболее надёжна от самоотвинчивания, так как имеет малый угол подъёма витка резьбы;

двух-, трёх- и многозаходная – содержит соответственно две, три и много ниток резьбы на стержне или в отверстии, используется в ходовых резьбах, сообщая гайке ускоренное осевое перемещение при высокой нагрузке.

4.8 Штифтовые соединения

Штифт – короткий стержень для: 1) точного взаимного фиксирования корпусных и контактирующих с ними деталей между собой; 2) фиксации на валах насадных деталей для передачи невысоких вращающих моментов и играющих роль предохранительного элемента (срезающихся в случае заклинивания ведомого вала).

Классификация штифтов **по форме**:

цилиндрический гладкий – в отверстии удерживается силами слабого натяга, после неоднократной разборки и сборки натяг уменьшается и соединение становится ненадёжным;

конический гладкий – вышеуказанного недостатка лишён, но из отверстия вынимается только в одну сторону, его конусность обеспечивает самоторможение в отверстии;

цилиндрический пружинный – имеет форму свёрнутого в трубочку листа, который сжимается в отверстии и пружинит, создавая силу трения;

конические разводные – имеют на меньшем диаметре прорезь, и половинки стержня отгибают в стороны;

конические и цилиндрические просечные – имеют на гладкой поверхности канавки, которые помогают штифту размещаться в неточно изготовленном сверлении отверстия, поглощая своим объёмом выдавленный при запрессовывании гладкой поверхностью штифта металл излишних шероховатостей поверхности отверстия деталей;

конический с резьбовым концом на большем диаметре – для глухих отверстий с целью вытаскивания штифта накручиванием гайки.

Материалы штифтов: гладкие – из прочных сталей Ст4, Ст5, 40, 45 с термообработкой нормализацией; пружинные и просечные – из сталей 60, 65Г с объёмной закалкой и обработкой наружной поверхности шлифованием.

4.9 Шпоночные и шлицевые соединения

Шпонка – деталь механизма, передающая вращающий момент с ведущего вала на насадную деталь (шестерню, шкив) или с насадной детали на ведомый вал.

Шлицы – несколько шпонок, изготовленных единой деталью с валом равномерно по окружности вдоль его оси для передачи высоких вращающих моментов.

Классификация шпонок по **форме**:

призматические – в поперечном сечении квадрат или прямоугольник, на виде сверху – оба конца прямые или закруглены по радиусу под форму шпоночного паза вала;

сегментные – на виде сбоку – сегмент окружности по форме шпоночного паза вала, на виде сверху – оба конца прямые;

клиновые – на виде сбоку – клин, уклон которого обеспечивает самоторможение шпонки в совмещённых шпоночных пазах вала и ступицы насадной детали, на виде сверху – оба конца прямые.

Классификация шпоночных соединений по **виду сборки**:

ненапряжённые – призматическая или сегментная шпонка размещена в шпоночном пазу вала и ответном пазу ступицы в ширину по переходной посадке (с небольшим натягом), а в высоту – с зазором, в этом случае требуется дополнительный крепёжный элемент, фиксирующий насадную деталь на валу в осевом направлении;

напряжённые – клиновая шпонка размещена в сквозном шпоночном пазу ступицы и ответном пазу вала в высоту по посадке с натягом, а в ширину – с зазором, в этом случае натяг фиксирует насадную деталь на валу в осевом направлении.

Материалы шпонок – прочные стали 40, 45 с термообработкой нормализацией.

**4.10 Лабораторная работа № 3 «Изучение
конструкции, кинематический и силовой расчёт
зубчатых редукторов»**
(2 часа)

1 Цель работы

- 1) Изучение конструкции цилиндрического, конического и червячного зубчатых редукторов, их узлов и деталей.
- 2) Знакомство с технологическими операциями разборки и сборки редуктора.
- 3) Знакомство с деталями редукторов.
- 4) Освоение методики расчёта силовых и кинематических параметров редуктора.

2 Принадлежности, инструменты:

ключ гаечный 8-10 – 2 штуки;
отвёртка шлицевая №2 – 2 штуки;
цилиндрический зубчатый редуктор – 1 штука;
конический зубчатый редуктор – 1 штука;
червячный зубчатый редуктор – 1 штука.

3 Задания на лабораторную работу

- 1) Задания по теоретической части:
изучить конструкции зубчатых редукторов различных типов;
изучить методику расчёта кинематических и силовых параметров редукторов.
- 2) Задания по практической части:
научиться разбирать механические редукторы для осмотра их устройства;
наглядно изучить, из каких деталей состоит редуктор;
произвести подсчёт чисел зубьев шестерён и зубчатых колёс каждого редуктора;
научиться собирать разобранные механические редукторы.

4 Порядок выполнения теоретической части работы

1) Изучить и усвоить правила техники безопасности при ознакомлении с конструкцией редуктора, разборке и сборке, а также при приведении редуктора в действие

2) Произвести расчёт кинематических параметров редуктора и привести его в отчёте.

3) Произвести расчёт силовых параметров редуктора и привести в отчёте.

5 Порядок выполнения практической части работы

1) Ознакомиться с конструкцией редуктора и его узлов. Внешним осмотром редуктора установить:

из каких деталей состоит каждый редуктор;

какой вал является входным (быстроходным) и какой – выходным (тихоходным);

где находится шестерня Z_1 и так далее.

2) Разобрать редуктор, ознакомиться с внутренним устройством, сосчитать числа зубьев шестерён и зубчатых колёс и собрать его, обращая внимание на порядок установки деталей, чтобы правильно осуществить сборку.

3) Выполнить эскизы (или привести фотографии) внешнего вида каждого редуктора так, чтоб было понятно его устройство и указать на нём позицию каждой детали и привести в подрисуночной надписи названия всех деталей.

4) В конце работы собрать редуктор в порядке, обратном его разборке, чтобы не оставалось не вошедших в собранный редуктор деталей.

6 Исходные данные для расчётов

Частоту вращения n_b (мин^{-1}) входного (быстроходного) вала редуктора определить каждому студенту по **последней цифре шифра своей зачетной книжки** (студенческого билета) из таблицы 4.10, мощность P_b (кВт) на входном (быстроходном) валу редуктора определить каждому сту-

денту по **предпоследней цифре** шифра зачётной книжки (студенческого билета).

Таблица 4.10 – Значения частоты вращения и мощности быстроходного вала редуктора

Вариант	0	1	2	3	4
$n_{б, \text{мин}}^{-1}$	2000	2500	3000	3500	4000
$P_{б, \text{кВт}}$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5

Продолжение таблицы 4.10

Вариант	5	6	7	8	9
$n_{б, \text{мин}}^{-1}$	4500	5000	550	600	650
$P_{б, \text{кВт}}$	1,6	1,7	1,8	1,9	2,1

7 Кинематический и силовой расчёты

7.1 Расчёт кинематических характеристик редукторов

1) Определить передаточное число зубчатого редуктора:

а) цилиндрического двухступенчатого:

$$U = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3},$$

где Z_1 – число зубьев на шестерне быстроходного (входного) вала;

Z_2 – число зубьев на зубчатом колесе промежуточного вала;

Z_3 – число зубьев на шестерне промежуточного вала;

Z_4 – число зубьев на зубчатом колесе тихоходного (выходного) вала.

б) конического одноступенчатого:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1},$$

где Z_1 — число зубьев на шестерне входного вала;
 Z_2 — число зубьев на шестерне выходного вала.

в) коническо-цилиндрического двухступенчатого:

$$U = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3},$$

где Z_1 — число зубьев на конической шестерне быстроходного (входного) вала;

Z_2 — число зубьев на коническом зубчатом колесе промежуточного вала;

Z_3 — число зубьев на цилиндрической шестерне промежуточного вала;

Z_4 — число зубьев на цилиндрическом зубчатом колесе тихоходного (выходного) вала.

г) червячного:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1},$$

где Z_1 — число винтовых зубьев червяка на входном валу (равно числу заходов винтовых линий на торце червяка);

Z_2 — число зубьев на червячном колесе выходного вала.

2) Определить частоту вращения выходного вала n_T (мин⁻¹) по заданной частоте вращения входного вала n_B (мин⁻¹):

$$n_T = \frac{n_B}{U}.$$

7.2 Расчёт силовых характеристик редуктора

1) Определить мощность на выходном валу P_T (кВт) редуктора по заданной мощности на входном валу P_B (кВт):

$$P_T = P_B \eta_{зп} \eta_{п}^K,$$

где $\eta_{зп}$ – КПД зубчатой передачи. Для цилиндрической – 0,97; конической – 0,96; червячной – 0,72;

$\eta_{п}$ – КПД одной пары подшипников. Для подшипников качения – 0,99; для подшипников скольжения – 0,70;

K – количество пар подшипников в редукторе.

2) Определить вращающий момент на быстроходном T_B (Нм) и тихоходном T_T (Нм) валах редуктора:

$$T_B = 9550 \cdot \frac{P_B}{n_B} ;$$

$$T_T = 9550 \cdot \frac{P_T}{n_T} .$$

8 Результаты расчётов занести в таблицу 3 отчёта по лабораторной работе №3

Таблица 3 – Результаты расчётов

	Редуктор					
	Цилиндрический		Конический		Червячный	
Вал	вход- ной	вы- ход- ной	вход- ной	вы- ход- ной	вход- ной	вы- ход- ной
Характеристики						
P , кВт						
Z						
U						
n , мин ⁻¹						
T , Нм						

9 Вывод

- 1) Какой редуктор имеет более высокий КПД?
- 2) Какой редуктор имеет большее передаточное число?

10 Содержание отчёта

- 1) Цель, принадлежности, задания.
- 2) Эскиз (фотография) внешнего вида редуктора с указанием позиций деталей и расшифровкой названий в подрисуночной надписи.
- 3) Кинематический расчёт редуктора.
- 4) Силовой расчёт редуктора.
- 5) Таблица результатов расчётов.
- 6) Выводы по трём типам редукторов.

11 Контрольные вопросы

- 1) Из каких деталей состоит редуктор?
- 2) Каким видом соединения зафиксированы от прокручивания шестерни на валах?
- 3) Сколько ступеней у редуктора?
- 4) Сколько пар и тип подшипников у редуктора?
- 5) Как определить вращающий момент на валах?
- 6) Где на рисунке входной (выходной вал)?
- 7) Где на рисунке Z_1 и так далее?
- 8) Перечислить правила техники безопасности при разборке и сборке редуктора.

Примечание: при ответах на контрольные вопросы студенты имеют право пользоваться своим отчётом по лабораторной работе.

Приложение 4.10

Правила техники безопасности при обращении с редуктором

Опасности при выполнении лабораторной работы:

- 1) падение редуктора со стола на ногу;
- 2) прищемление пальцев вращающимися деталями редуктора при приведении его в действие;
- 3) падение редуктора на ногу при установке его на полку стеллажа.

До начала выполнения работы

- 1) Приходить на лабораторные занятия в тёмной одежде, чтобы даже случайно не замарать светлую.
- 2) Освободить середину рабочего стола от тетрадок и положить картонный лист так, чтобы его края не свешивались со стола.
- 3) Расположить редуктор на середине картонного листа.
- 4) Разборку начинать только после ознакомления с правилами техники безопасности.

В процессе выполнения работы

- 1) Не ставить редуктор на край стола во избежание падения.
- 2) В процессе работы редуктор должен постоянно находиться посередине картонного листа во избежание падения со стола.
- 3) При вывинчивании и завинчивании винтов корпус редуктора должен быть прочно зафиксирован руками на рабочем столе.
- 4) Руки студента, фиксирующего редуктор на столе, не должны находиться на линии действия отвёртки во избежание ранения острым её лезвием.

5) Не вставлять пальцы рук в щели между деталями в редукторе.

6) В случае ранения пальцев рук обращаться к лаборанту или преподавателю.

После выполнения работы

1) Убрать редуктор на полку стеллажа поглубже от края в нишу полки.

2) Сдать инструмент преподавателю или лаборанту.

3) Убрать картон на место.

4) Не вытирать руки об одежду.

5) Вымыть руки с мылом.

4.11 Практическое занятие №5: решение задачи 5

«Прочность сварных соединений» и задачи 6

«Прочность заклёпочных соединений»

Задача 5

Прочность сварных соединений

Теоретическая часть

Металлоконструкции типа крановой фермы содержат соединения стальных деталей сварными швами, например, прикрепление ручной сваркой равнополочного уголка к косынке.

Равнополочный уголок имеет несимметричную форму поперечного сечения, поэтому сварной шов по обеим сторонам полки уголка должен быть различной длины, чтобы соблюдалась его равнопрочность в направлении действия силы P , пытающейся оторвать уголок от косынки путём среза сварного шва. В этом случае при расчёте длин участков фланговых швов сварного соединения несимметричных деталей (равнополочный уголок и косынка) следует учитывать расстояние Z_0 смещения центра тяжести поперечного сечения уголка в направлении полки, перпендикулярной плоскости косынки.

Числовые значения исходных данных к задаче 5 по вариантам приведены в таблице 4.11.1.

Таблица 4.11.1 – Исходные данные к задаче 5

№	Параметр	Вариант				
		0	1	2	3	4
1	Материал уголка - сталь	Ст4	Ст5	Ст6	Ст3	Ст4
	Вид нагрузки	I	II	III	I	II
2	b , мм	30	40	45	50	56
	t , мм	3	4	4	5	5

Продолжение таблицы 4.11.1

№	Параметр	Вариант				
		5	6	7	8	9
1	Материал уголка - сталь	Ст5	Ст6	Ст3	Ст4	Ст5
	Вид нагрузки	III	I	II	III	I
2	b , мм	63	70	75	80	90
	t , мм	6	7	7	8	9

Пример решения задачи 5

Условие задачи

Для сварного соединения металлоконструкции типа крановой фермы (рисунок 4.11.1) определить необходимую длину лобового l и фланговых участков l_1 и l_2 сварного шва для прикрепления ручной сваркой равнополочного уголка к косынке, если известны:

направление и линия действия силы P , отрывающей уголок от косынки;

размеры поперечного сечения уголка $b \times b \times t$, мм;

материал уголка и косынки – сталь. Прочность материала сварного шва равна прочности материала уголка;

вид нагрузки от действия силы P ;

марка электродов.

Исходные данные: $b \times b \times t = 100 \times 100 \times 10$ мм; сталь Ст2;
марка электродов – Э42; вид нагрузки – переменная.

Решение

Швы сварных соединений деталей, выполняемых внахлест, рассчитывают на срез материала шва.

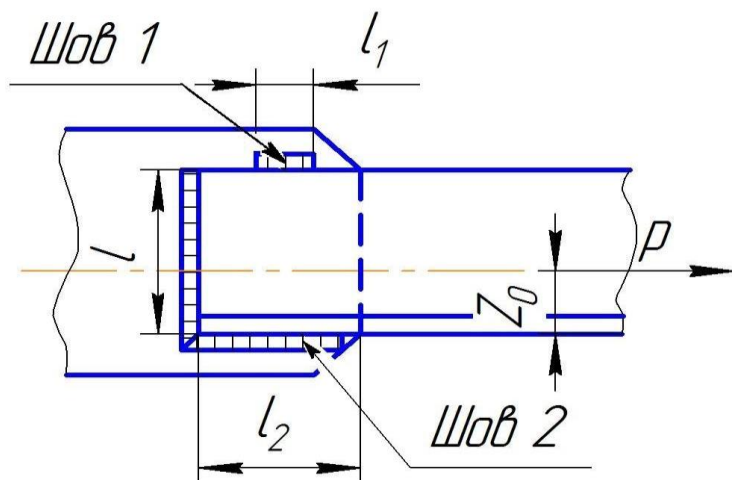


Рисунок 5 – Схема сварного соединения стальных уголка и косынки

1) Максимально допустимая сила растяжения уголка, Н:

$$P = [\sigma_p] (lS) = 80 \cdot 1924 = 153920 ,$$

где (lS) – площадь поперечного сечения уголка для равнополочного уголка $100 \times 100 \times 10$ мм её величина равна $19,24 \text{ см}^2$ или 1924 мм^2 [1, табл. 39, с. 158...160];

$[\sigma_P]$ – допускаемое напряжение материала уголка при растяжении, для стали Ст2 и переменной нагрузке его величина – 80 МПа [1, табл. 19, 20, с. 74...78].

2) Допускаемое напряжение при срезе в сварном шве:

$$[\tau'_{CP}] = 0,6 [\sigma_P] = 0,6 \cdot 80 = 48 \text{ МПа},$$

3) Суммарная длина сварного шва:

$$L = \frac{P}{0,7[\tau'_{CP}]K} = \frac{153920}{0,7 \cdot 48 \cdot 10} = 458 \text{ мм},$$

где K – катет сварного шва равен толщине полки уголка t , заданной в исходных данных задачи по варианту студента, в приведённом примере – 10 мм.

4) Общая длина короткого l_1 и длинного l_2 фланговых швов:

$$(l_1 + l_2) = L - l = 458 - 100 = 358 \text{ мм},$$

где l – длина лобового шва равна ширине полки уголка, в исходных данных задачи – 100 мм.

5) Длина короткого флангового шва l_1 , мм:

$$l_1 = \frac{Z_0}{b} (l_1 + l_2) = \frac{28,3}{100} \cdot 358 = 101,3,$$

где Z_0 – расстояние от центра тяжести поперечного сечения уголка до наружной грани его полки, равное 2,83 см или 28,3 мм [1, табл. 39, с. 158...160].

6) Длина длинного флангового шва l_2 , мм:

$$l_2 = (l_1 + l_2) - l_1 = 358 - 101,3 = 256,7.$$

Ответ: длина лобового шва $l = 100$ мм, длина фланговых швов $l_1 = 101,3$ мм и $l_2 = 256,7$ мм.

Задача 6

Прочность заклёпочных соединений

Теоретическая часть

Две металлические листовые пластины поставлены встык друг к другу торцами, и их следует соединить заклёпочным швом посредством металлических накладок: одна сверху, другая снизу. Накладки крепятся на заклёпки по обе стороны стыка пластин, стягивая таким образом все детали в заклёпочное соединение, которое работает от прикладываемой нагрузки на разрыв. В таком случае пластины и накладки испытывают напряжение растяжения, заклёпки – среза.

Разрушение заклёпочного шва произойдет по причине:

- либо среза одновременно всех заклёпок по одну сторону стыка пластин;

- либо смятия одновременно всех заклёпок по одну сторону стыка пластин;

- либо разрыва пластины в опасном сечении, ослабленном отверстиями под заклёпки;

- либо разрыва обеих накладок одновременно в опасном сечении, ослабленном отверстиями под заклёпки.

Исходные данные приведены в таблице 4.11.2.

Пример решения задачи 6

Условие задачи

По какой детали (деталям) и при какой наименьшей растягивающей силе $F_{..}$ произойдет разрушение однорядного заклёпочного шва, если известны: толщина и ширина пластин b и c , толщина и ширина накладок a и c , материал пластин и накладок, прошедший термообработку нормализацией, материал заклёпок, а также диаметр заклёпок d и число заклёпок, расположенных n штук в один ряд по одну

и n штук в один ряд по другую сторону стыка пластин.
Вид нагрузки – статическая для всех вариантов.

Таблица 4.11.2 – Исходные данные к задаче 6

№	Параметр	Вариант				
		0	1	2	3	4
1	Материал пластин и накладок - сталь	Ст5	Ст6	Ст2	Ст3	Ст4
	Материал заклёпок - сталь	10	15	20	25	30
2	n , шт.	6	6	7	7	4
	a , мм	3	3	4	4	5
	b , мм	4	4	5	5	6
	c , мм	135	140	145	150	156
	d , мм	5	5	6	6	7

Продолжение таблицы 4.11.2

№	Параметр	Вариант				
		5	6	7	8	9
1	Материал пластин и накладок- сталь	10	15	20	25	30
	Материал заклёпок - сталь	Ст5	Ст6	Ст2	Ст3	Ст4
2	n , шт.	4	9	9	5	5
	a , мм	5	6	6	7	7
	b , мм	6	7	7	8	8
	c , мм	163	170	175	180	190
	d , мм	7	8	8	9	9

Исходные данные: $a = 3$ мм; $b = 5$ мм; $c = 100$ мм;
 $d = 4$ мм; материал листов – сталь 35; материал заклепок – Ст5; $n = 2$ шт.

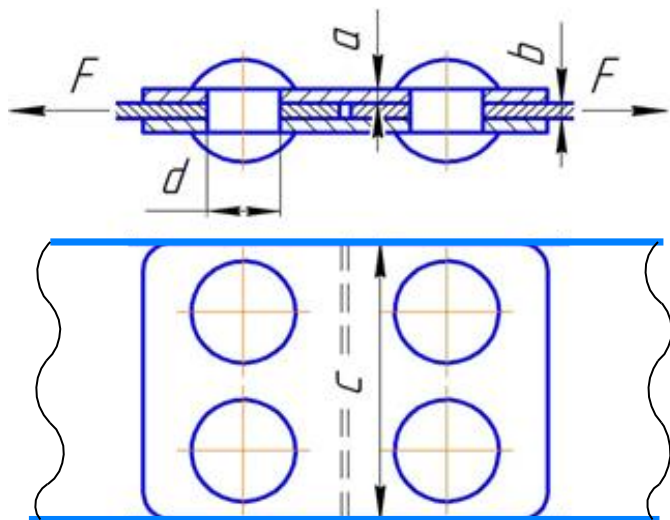


Рисунок 6 – Схема заклёпочного соединения металлических пластин накладками: сверху – продольный разрез соединения, внизу – вид шва сверху

Решение

1) Проверка прочности заклёпок на срез

Наибольшая допускаемая растягивающая сила $F_{\text{СРЕЗА}}$ (Н), превышение которой повлечёт за собой разрушение заклёпочного шва по причине среза заклёпок:

$$F_{\text{СРЕЗА}} = [\tau_{\text{CP}}]nk \frac{\pi d^2}{4} = 100 \cdot 2 \cdot 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 4^2}{4} = 5024 ,$$

где $[\tau_{\text{CP}}]$ – допускаемое напряжение при срезе стали Ст5, равное 100 МПа [1, табл. 19, 20, с. 74...78];

k – число плоскостей среза заклёпки в соединении (определяется визуально по схеме соединения) равное 2.

2) Проверка прочности заклёпок на смятие

Наибольшая растягивающая сила $F_{\text{СМЯТИЯ}}$ (Н), превышение которой повлечёт за собой разрушение шва по причине смятия заклёпок:

$$F_{\text{СМЯТИЯ}} = [\sigma_{\text{СМ}}] n d s = 250 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 5 = 10000,$$

где $[\sigma_{\text{СМ}}]$ – допускаемое напряжение при смятии стали Ст5, равная 250 МПа [1, табл. 19, 20, с. 74...78];

s – наименьшая толщина деталей заклёпочного шва, испытывающих напряжения растяжения. В нашем случае это толщина пластины $b = 5$ мм, так как суммарная толщина двух накладок каждая по $a = 3$ мм равно $3+3 = 6$ мм.

3) Проверку прочности на растяжение ведём у детали с меньшей толщиной, в нашем случае пластины, так как она тоньше, чем две накладки в сумме.

Наибольшая допускаемая растягивающая сила $F_{\text{РАЗРЫВА}}$ (Н), превышение которой повлечёт за собой разрушение заклёпочного шва по причине разрыва пластины по опасному сечению, ослабленному отверстиями для заклёпок:

$$F_{\text{РАЗРЫВА}} = [\sigma_{\text{Р}}] A_{\text{НЕТТО}} = 180 \cdot 460 = 82800,$$

где $[\sigma_{\text{Р}}]$ – допускаемое напряжение при растяжении материала пластины и накладок стали 35, равное 180 МПа [1, табл. 19, 20, с. 74...78];

$A_{\text{НЕТТО}}$ – площадь опасного поперечного сечения пластины (в сечении пластины, ослабленном отверстиями для заклёпок), мм²:

$$A_{\text{НЕТТО}} = b(c - nd) = 5 \cdot (100 - 2 \cdot 4) = 460.$$

Ответ: сравнивая величины разрушающих сил в случаях, когда $F_{\text{СРЕЗА}} = 5024$ Н, $F_{\text{СМЯТИЯ}} = 10000$ Н, $F_{\text{РАЗРЫВА}} = 82800$ Н, делаем вывод: разрушение заклёпочного шва произойдёт при срезе заклёпок, так как наименьшим из рассчитанных является значение $F_{\text{СРЕЗА}} = 5024$ Н.

5 МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Механические передачи – механизмы, выполняющие в машинах функции передачи механической энергии от двигателя к исполнительным механизмам с преобразованием скоростей, моментов силы, видов и законов движения.

Кроме механических в машинах также применяют гидравлические, пневматические и электрические передачи, которые являются предметом изучения других технических дисциплин.

5.1 Классификации механических передач

По виду передаваемого движения:

вращательное – вращательное, когда двигатель создаёт, а исполнительный механизм, например, колёса автомобиля, использует вращение;

вращательное – поступательное, когда двигатель создаёт вращение, а исполнительный механизм, например, трактор-бульдозер, использует поступательное движение ;

поступательное – вращательное, когда двигатель создаёт поступательное движение, например, течение воды а исполнительный механизм, например, турбины ГЭС, использует вращение;

поступательное – поступательное, когда двигатель создаёт, а исполнительный механизм использует поступательное движение, например, поршень гидронасоса – гидравлический цилиндр, поднимающий кузов самосвала.

По принципу работы:

зацеплением с контактом непосредственным (зубчатые и винтовые) и с контактом гибкой связью (цепные);

трением с контактом непосредственным (фрикционные вариаторы) и с контактом гибкой связью (ремённые).

По назначению: с постоянным или переменным (ступенчатым или регулируемым) передаточным числом.

5.2 Характеристики механических передач

Передаточное число – отношение: 1) длины пути, пройденного ведущим элементом механизма к длине пути, пройденного ведомым элементом; 2) частоты вращения ведущего вала к частоте вращения ведомого; 3) диаметров или чисел зубьев ведомой и ведущей деталей, насаживаемых на валы.

Передаваемый вращающий момент – произведение окружной силы, передаваемой ведущим валом на ведомый, на плечо – радиус шкива или шестерни.

Коэффициент полезного действия (КПД) – отношение мощностей на ведомом и ведущем элементах (валах). Чем ближе КПД к единице, тем меньше передаваемой мощности уходит на трение в механической передаче.

5.3 Фрикционные передачи

Фрикционные механические передачи – вращение от ведущего вала к ведомому передаётся силами трения между прижатыми друг к другу контактирующими телами качения (роликами), насаженными на шейки валов..

Классификация по форме контактирующих поверхностей роликов: цилиндрические, конические и лобовые.

По назначению: с постоянным и переменным передаточным числом (вариаторы).

Передаточное число:
$$U = \frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2},$$

где D_1 и D_2 – диаметры ведущего и ведомого роликов;

n_1 и n_2 – частота вращения ведущего и ведомого валов.

Материалы тел качения: закалённая сталь по закалённой стали (коэффициент трения – 0,15); сталь по текстолиту (коэффициент трения – 0,35). Для более равномерного изнашивания обоих роликов материал меньшего из них должен иметь меньшую твёрдость.

Достоинства:

простота изготовления тел качения (роликов);
широкая возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа;
возможность проскальзывания роликов при заклинивании ведомого вала.

Недостатки:

нагрузки на валы для создания сил трения являются по величине значительно большими, чем окружная сила;
необходимость применения прижимных устройств;
непостоянное значение передаточного числа вследствие проскальзывания роликов;
повреждение более мягкого ролика при буксовании передачи (заклинивание ведомого ролика);
обязательное предохранение поверхностей трения роликов от смазки.

5.4 Зубчатые передачи

Зубчатые механические передачи осуществляют передачу движения с ведущего элемента на ведомый посредством зубьев шестерни и зубчатого колеса или зубчатой рейки находящихся в зацеплении между собой.

Классификация **по расположению зубьев** зубчатого колеса: с наружным и внутренним зацеплением.

Классификация **по форме поверхности**, на которой расположены зубья:

цилиндрические (прямозубые, косозубые, шевронные) – между параллельными валами;

конические (прямозубые, с круговыми зубьями) – между пересекающимися валами;

червячные (зубчато-винтовые) – между перекрещивающимися валами;

специальные (винтовые, гипоидные, зацепление Новикова) – для передачи вращения валов с высокой точностью передаточного числа и величиной вращающего момента.

Передаточное число:
$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2},$$

где Z_1 и Z_2 – числа зубьев шестерни и зубчатого колеса;

n_1 и n_2 – частота вращения ведущего и ведомого валов.

Материалы зубчатых колёс: стали марок 40Х, 40ХН с объёмной закалкой; 12ХН3А, 20ХНМ с цементацией и последующей поверхностной закалкой. Для передач без смазки применяют серый чугун СЧ35, СЧ40. В слабонагруженных передачах машин и для большей мягкости работы применяют текстолит.

Достоинства: малые габариты при высоких вращающих моментах, высокий КПД, отсутствие проскальзывания, широкий диапазон передаточных чисел.

Недостатки: высокая точность изготовления (5...9 квалитеты), необходимость постоянной смазки, предохранение от пыли и грязи, обязательное наличие предохранительных устройств при заклинивании ведомого вала для предотвращения поломки зубьев.

5.5. Ремённые передачи

Ремённые механические передачи состоят из ведущего и ведомого шкивов, насаженных на валы, и ремня, надетого на шкивы с натяжением и передающего окружную силу с помощью сил трения, удерживающих ремень от проскальзывания

Классификация ремней **по форме:**

плоские (широкий тонкий прямоугольник в сечении) – самые долговечные;

клиновые и многоклиновые (трапециевидное сечение) – для больших мощностей;

круглые (круглое сечение) – для малых мощностей;

зубчатые (трапециевидное поперечное и зубчатое продольное сечение) – для точного передаточного числа .

Передаточное число:
$$U = \frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2},$$

где D_1 и D_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов;
 n_1 и n_2 – частота вращения ведущего и ведомого валов.

Материалы ремней: коэффициент трения обеспечивается резиновой пропиткой придающих прочность кордовых нитей из лавсана или хлопка. Внутри зубчатых ремней стальная проволока. Круглые бывают из натуральной кожи, плоские – из ткани без резины.

Материалы шкивов: массивные литые – из серого чугуна СЧ15, СЧ20; прочные сварные из сталей Ст3, Ст4; высокооборотистые – из алюминиевого литья марок АЛ4, при малых мощностях – из текстолита.

Достоинства: быстроходность, бесшумность и плавность работы, при заклинивании ведомого шкива ремень проскальзывает, валы могут быть не параллельны при большом межосевом расстоянии между ними.

Недостатки: малая долговечность и проскальзывание ремня, наличие натяжного устройства, повышенные нагрузки на валы, невысокие передаваемые мощности.

5.6 Цепные передачи

Цепные механические передачи состоят из ведущей и ведомой звёздочек, насаженных на шейки валов, и цепи, передающей окружную силу зацеплением за их зубья.

Цепь – состоит из соединённых цилиндрическими шарнирами звеньев и изгибается только в плоскости звёздочек, охватывая их.

Классификация цепей по конструкции:
 втулочные (звено содержат ось, две пластины и втулку);
 роликовые (на втулку насажен вращающийся ролик);
 зубчатые (пластины имеют выступы, воспринимающие натяжение цепи – для высоких мощностей);

специальные (соседние бесшарнирные звенья взаимно перпендикулярны – для перпендикулярных валов);

одно- и многорядные (многорядные звенья – для высоких мощностей).

Передаточное число:
$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2},$$

где Z_1 и Z_2 – числа зубьев ведущей и ведомой звёздочек;

n_1 и n_2 – частота вращения ведущего и ведомого валов.

Материалы: звёздочек и пластин – стали марок 45, 40Х с объёмной закалкой; втулок и роликов – 20, 20Х с цементацией и последующей поверхностной закалкой.

Достоинства:

широкий диапазон межосевых расстояний;

цепь прочнее ремня;

отсутствие проскальзывания;

невысокие силы натяжения цепи;

Недостатки:

тихоходность;

высокие шум и интенсивность изнашивания;

работают в условиях отсутствия смазки;

увеличение непостоянства линейной скорости движения цепи с увеличением длины звена.

5.7 Передачи «винт-гайка» скольжения

Механические передачи **«винт-гайка» скольжения** служат для преобразования 1) вращательного движения неподвижного по оси винта в поступательное движение не вращающейся гайки; 2) вращательного движения неподвижной по оси гайки в поступательное движение не вращающегося винта; 3) вращательного движения подвижного по оси винта в не вращающейся и неподвижной по оси гайке.

Классификация передач «винт-гайка» **по назначению:**

силовые (профиль резьбы трапецеидальный симметричный и не симметричный, прямоугольный);

ходовые (профиль резьбы трапецеидальный симметричный и треугольный);

силовые-ходовые (профиль резьбы трапецеидальный симметричный, прямоугольный).

Передаточное число:
$$U = \frac{S_{\text{винта}}}{S_{\text{гайки}}},$$

где $S_{\text{винта}}$ – путь точки на наружной поверхности винта;

$S_{\text{гайки}}$ – путь гайки в осевом направлении.

Материалы: винтов – стали 65Г, 40Х, 40ХФА с объёмной закалкой; гаек – бронзы БрОФ10-1, БрОЦС4-7-5, серый чугун (для корпусов с заливкой в отверстие бронзы).

Достоинства:

значительный выигрыш в силе;

возможность получения медленного поступательного движения гайки в осевом направлении;

высокая точность поступательного движения гайки в осевом направлении.

Недостатки:

высокие потери мощности на трение в резьбе (кпд треугольного профиля – 0,2, трапецеидального – 0,3, прямоугольного – 0,35), быстрое изнашивание деталей, нагрев деталей при высоких скоростях вращения винта вследствие интенсивного трения.

5.8 Передачи «винт-гайка» качения

Механические передачи «винт-гайка» качения служат для преобразования вращательного движения неподвижного по оси винта в очень точное осевое поступательное движение не вращающейся гайки. Такое перемещение необходимо режущему инструменту обрабатывающего прецизионного (особоточного)

оборудования, где точность движений и малые величины подачи играют большое значение.

Конструкция винта и гайки качения: телами качения являются шарики, которые катятся по винтовым полукруглым канавкам между винтом и гайкой по замкнутой траектории, так как в гайке есть канал для возврата шариков из конца канавки в гайке в начало канавки в гайке, то есть в начало своего качения между гайкой и винтом.

Передаточное число:
$$U = \frac{S_{\text{рук}}}{S_{\text{гайки}}},$$

где $S_{\text{рук}}$ – путь точки на наружной поверхности ручки рукоятки или штурвала, за которые вращают винт;

$S_{\text{гайки}}$ – путь гайки в осевом направлении.

Материалы: винтов – стали ХВГ и 7ХГ2ВМ, не гнутся при закалке; гаек – сталь 9ХС, ШХ15, ХВГ; шариков – ШХ15, и те и другие имеют высокую износостойкость.

Достоинства:

отсутствие осевого и радиального зазора в резьбе;

высокий КПД – 0,9;

отсутствие интенсивного изнашивания, такого, как при скольжении;

применение в широком диапазоне размеров;

возможность высокой частоты вращения;

высокая точность получаемого осевого перемещения.

Недостатки:

сложность конструкции;

высокая точность и трудоёмкость изготовления деталей узла «винт-гайка» качения;

необходимость постоянной смазки трущихся друг о друга шариков;

необходимость тщательной защиты от загрязнений.

5.9 Практическое занятие №6: решение задачи 7

«Расчёт электромеханического привода»

Исходные данные для расчёта выбираются каждым студентом из таблицы 5.9: мощность – **по последней цифре шифра** своей зачётной книжки; частота вращения выходного вала – **по предпоследней цифре шифра** зачётной книжки.

Теоретическая часть

Состав и работа электромеханического привода

Рабочий вал конвейера, по ленте которого перемещают грузы, требуется вращать с низким числовым значением частоты для обеспечения невысокой скорости движения ленты, а частота вращения электродвигателя имеет высокое числовое значение. Между ними располагают электромеханический привод для снижения частоты вращения рабочего вала конвейера до требуемой величины.

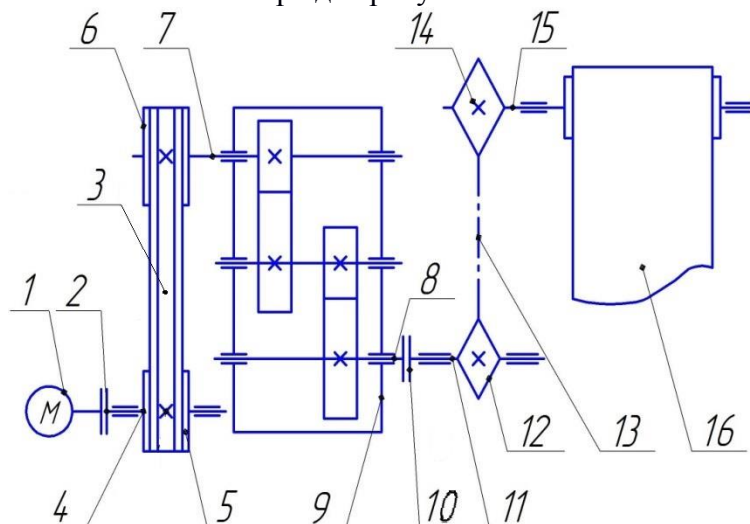


Рисунок 7 – Кинематическая схема электромеханического привода к ленточному конвейеру

Пояснения к кинематической схеме [10] электромеханического привода (рисунок 7)

Привод состоит из электродвигателя 1, предохранительной муфты 2, клиноременной открытой передачи 3, редуктора 9, цепной открытой передачи 13. Вал электродвигателя 1 соединяется с валом 4 малого шкива 5 клиноременной передачи 3 при помощи предохранительной муфты 2. Вал 4 малого шкива 5 установлен в отдельной паре подшипников качения. Вращение от малого шкива 5 к большому шкиву 6 передаётся при помощи клинового ремня. От большого шкива 6 вращение через быстроходный входной вал 7 зубчатого редуктора 9, зубчатые колёса и шестерни и промежуточный вал редуктора (на схеме не пронумерованы) передается на тихоходный выходной вал 8 редуктора 9. Далее через упругую втулочно-пальцевую муфту 10, которая дополнительно компенсирует несоосность валов, вращение передается отдельному валу 11 малой звёздочки 12, установленному в отдельной паре подшипников качения, а от малой звёздочки 12 при помощи втулочной цепи открытой цепной передачи 13 – к большой звёздочке 14, которая закреплена на рабочем валу 15 ленточного конвейера 16.

Числовые значения исходных данных к задаче 7 по вариантам приведены в таблице 5.9.

Таблица 5.9 – Исходные данные для задачи 7

Наименование параметра	Варианты				
	0	1	2	3	4
Мощность $P_{РАБ}$ (кВт) на рабочем валу	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9
Частота вращения рабочего вала $n_{РАБ}$ (мин ⁻¹)	20	25	30	35	40
Вид нагрузки	I	II	III	I	II

Продолжение таблицы 5.9

Наименование параметра	Варианты				
	5	6	7	8	9
Мощность $P_{РАБ}$ (кВт) на рабочем валу	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9
Частота вращения рабочего вала $n_{РАБ}$ (мин ⁻¹)	45	50	60	70	80
Вид нагрузки	III	I	II	III	I

Примечание: Дальнейшая информация является не примером, а порядком решения данной задачи. В формулы следует вставлять значения величин своего варианта. Порядок оформления аналогичен предыдущим задачам.

Условие задачи

Рассчитать кинематические и силовые параметры валов электромеханического привода

Исходные данные: $P_{РАБ} = \dots$ кВт; $n_{РАБ} = \dots$ мин⁻¹; $n_{ЭД} = 3000$ мин⁻¹ – частота вращения вала электродвигателя.

Порядок решения задачи 7

1) Подбор электродвигателя по мощности

а) Входная мощность $P_{ВХ}$ (кВт) на валу электродвигателя (входном валу привода), величина которой обеспечит заданную мощность на рабочем валу конвейера $P_{РАБ}$ (кВт), определяется с учетом произведения коэффициентов полезного действия (КПД) – η всех входящих в привод механических передач, то есть суммарных потерь мощности в приводе:

$$P_{BX} = \frac{P_{РАБ}}{\eta} ,$$

б) Суммарные потери мощности определяются по формуле:

$$\eta = \eta_{PI} \eta_P \eta_{ЦП} \eta_{П}^{\text{ч}} \eta_M^K ,$$

где η_{PI} – КПД клиноременной передачи – 0,95;

η_P – КПД зубчатого редуктора – 0,97;

$\eta_{ЦП}$ – КПД цепной передачи – 0,90;

$\eta_{П}$ – КПД одной пары подшипников качения – 0,99;

η_M – КПД муфты – 0,98,

ч – число пар подшипников;

K – количество муфт между валами.

в) Найденное значение P_{BX} сравниваем с данными в таблицах справочной литературы [3, с. 859, таблица 1] и выбираем номинальную мощность электродвигателя $P_{Эд}$ с ближайшим большим значением, так как должно выполняться условие:

$$P_{BX} \leq P_{Эд}, \text{ откуда } P_{Эд} = \dots .$$

2) Расчёт мощности, передаваемой каждым валом привода (кроме промежуточного вала редуктора, который не рассчитывают, так как он относится не к приводу, а к зубчатому редуктору)

Мощность определяется с учетом значений КПД всех элементов привода, расположенных от вала электродвигателя до вала, который рассчитывается, включительно.

а) Мощность, передаваемая первым валом привода (кВт), который является валом малого шкива клиноременной передачи:

$$P_I = P_{BX} \eta_M \eta_{П} .$$

б) Мощность, передаваемая вторым валом привода (кВт), который является единым валом большого шкива клиноремённой передачи и входным (быстроходным) валом редуктора:

$$P_{II} = P_I \eta_{рп} \eta_{п}.$$

в) Мощность, передаваемая третьим валом привода (кВт), который является выходным валом редуктора и валом малой звёздочки цепной передачи:

$$P_{III} = P_{II} \eta_p \eta_M \eta_{п}.$$

г) Мощность, передаваемая четвёртым валом привода (кВт), который является единым валом большой звёздочки цепной передачи и рабочим валом ленточного конвейера:

$$P_{IV} = P_{III} \eta_{цп} \eta_{п}.$$

3) Определение кинематических параметров привода

а) Передаточное число привода:

$$U_{пп} = \frac{n_{эд}}{n_{РАБ}}.$$

б) Передаточные числа механических передач привода

Передаточное число привода $U_{пп}$ представляет собой произведение передаточных чисел клиноремённой $U_{РЕМ}$ передачи, зубчатого редуктора U_p и цепной $U_{цеп}$ передачи:

$$U_{пп} = U_{РЕМ} U_p U_{цеп}.$$

Расчёт значений множителей начинают с назначения передаточного числа редуктора марки Ц2У-315Н по стандартным значениям [3, с. 785, таблица 30 (столбец

«факт.»)] и относительно этого числа ведут дальнейший расчёт, выполняя условие, чтобы передаточные числа открытых передач находились в допустимых значениях: для клиноременных – 1,5...4, для цепных – 2...5. Следует придерживаться следующей рекомендации: для клиноременных назначать большие значения передаточного числа, так как они быстроходные; для цепных – меньшие, так как они тихоходные:

$$U_p = \dots; U_{PEM} = \dots; U_{ЦЕП} = \dots$$

4) Расчёт частоты вращения каждого вала привода (кроме промежуточного вала редуктора)

Частота вращения валов определяется с учетом рассчитанных передаточных чисел клиноременной передачи, зубчатого редуктора и цепной передачи привода.

а) Частота вращения первого вала, соосного с валом электродвигателя (мин^{-1}):

$$n_I = n_{эд}.$$

б) Частота вращения второго вала привода (мин^{-1}), который является входным (быстроходным) валом редуктора:

$$n_{II} = \frac{n_I}{U_{PEM}}.$$

в) Частота вращения третьего вала привода (мин^{-1}), который является выходным (тихоходным) валом редуктора:

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{U_p}.$$

г) Частота вращения четвертого вала привода (мин^{-1}), который является единым валом большой звёздочки цепной передачи и одновременно рабочим валом ленточного конвейера:

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{U_{цеп}}$$

5) Расчёт вращающих моментов

Вращающий момент T (Нм), передаваемый каждым валом привода, определяется с учетом мощности P (кВт) и частоты вращения вала n (мин⁻¹).

а) Для первого вала привода:

$$T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I} .$$

б) Для второго вала привода:

$$T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} .$$

в) Для третьего вала привода:

$$T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} .$$

г) Для четвёртого вала привода:

$$T_{IV} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV}} .$$

б) Полученные данные сводят в таблицу 7 задачи 7.

Таблица 7 – Кинематические и силовые характеристики

Вал	P , кВт	n , мин ⁻¹	T , Нм
<i>I</i>			
<i>II</i>			
<i>III</i>			
<i>IV</i>			

Ответ: расчёт искомых параметров электромеханического привода закончен (смотри таблицу 7).

5.10 Практическое занятие №7: решение задачи 8 **«Расчёт клиноремённой передачи»**

Исходные данные для расчёта выбираются каждым студентом из данных своего варианта задачи 7:

входная мощность P_{BX} (кВт) на первом валу;

частота вращения n_1 (мин⁻¹) первого вала;

передаточное число U_{PEM} клиноремённой передачи.

вращающий момент T_1 (Нм), передаваемый первым валом.

Условие задачи

Рассчитать кинематические и силовые параметры валов и ремня клиноремённой передачи с клиновым ремнём типа «А» кордтканевой конструкции.

Исходные данные: ... (составить самостоятельно)

Порядок решения задачи 8

8.1 Проектный расчёт

1) Задаются минимальным диаметром D_1 (мм) ведущего шкива из условия долговечности клинового ремня типа «А» кордтканевой конструкции [2, с. 794, таблица 286].

2) Диаметр ведомого шкива D_2 (мм) вычисляют с учётом относительного скольжения ремня ε (эпсилон):

$$D_2 = D_1 U_{PEM} (1 - \varepsilon).$$

Для передач с регулируемым натяжением ремня $\varepsilon = 0,01$.
По найденному значению D_2 подбирают шкив с наибо-

лее близким числовым значением диаметра из стандартного ряда [2, с. 796, раздел «Технические требования», п. 1], откуда $D_{2CT} = \dots$ и уточняют передаточное отношение U_{PEM} по формуле:

$$U_{PEM.Y} = \frac{D_{2CT}}{D_1}.$$

3) Проверяют отклонение $U_{PEM.Y}$ от заданного:

$$\Delta = \frac{|U_{PEM.Y} - U_{PEM}|}{U_{PEM}} \cdot 100\% \leq 3\%.$$

Если условие не выполняется, то следует уменьшить диаметр большего шкива D_{2CT} до необходимой нестандартной величины D_2 и считать задачу далее с таким диаметром.

4) Размеры поперечного сечения клинового ремня типа «А» выбирают по «расчетной ширине» W_p и высоте T [2, с. 778, таблица 23].

5) Расчётное межосевое расстояние (мм):

$$a = 0,55 (D_1 + D_2).$$

6) Угол (*альфа*) обхвата ремнём малого шкива (град.):

$$\alpha = 180 - \frac{57(D_2 - D_1)}{a}.$$

7) Расчётная длина ремня (мм):

$$L_p = 1,57(D_2 + D_1) + \sqrt{4a^2 + (D_2 - D_1)^2}.$$

Расчётное значение L_p скорректировать в большую сторону по стандартному ряду длин ремней [2, с. 780-781, таблица 24а, столбец А], откуда $L_{CT} = \dots$.

8) Межосевое расстояние a (мм) откорректировать по стандартному значению L_{CT} (мм):

$$a = 0,5\sqrt{[L_{CT} - 1,57(D_2 + D_1)]^2 - (D_2 - D_1)^2}$$

9) Скорость ремня (м/с):

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{BX}}{60 \cdot 10^3} \leq [V],$$

где $[V] = 40$ – допускаемая скорость ремня, м/с.

Если условие $V \leq [V]$ не выполняется, то следует либо уменьшить диаметр ведущего шкива D_1 , либо заменить электродвигатель на другой с меньшей частотой вращения вала (1400 мин⁻¹).

10) Допускаемая мощность (кВт), передаваемая одним клиновым ремнем:

$$P_K = P_0 C_P C_\alpha,$$

где P_0 – номинальная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем. Её значение выбирают в зависимости от размеров поперечного сечения ремня и частоты вращения малого шкива [2, с. 807, таблица 38];

$C_P = 0,7 \dots 1$ – коэффициент вида нагрузки. Большее значение – при статических, среднее – динамических, меньшее – знакопеременных нагрузках;

$C_\alpha = 0,83 \dots 1$ – коэффициент угла обхвата α (альфа) меньшего шкива ремнем. Большее значение – при угле обхвата $\alpha > 150^\circ$, меньшее – при $\alpha < 110^\circ$.

11) Требуемое количество клиновых ремней (шт):

$$Z = \frac{P_{BX}}{P_K}.$$

Расчётное значение Z округлить до ближайшего большего целого числа.

12) Сила предварительного натяжения ремня (Н):

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_{BX}}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_p}.$$

13) Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней (Н):

$$F_t = \frac{P_{BX} \cdot 10^3}{V}.$$

14) Натяжение ведущей F_1 (Н) и ведомой F_2 (Н) ветвей для одного клинового ремня:

$$F_1 = \frac{F_0 + F_t}{2Z};$$

$$F_2 = \frac{F_0 - F_t}{2Z}.$$

15) Сила давления (Н) комплекта клиновых ремней на вал:

$$F_{оп} = 2F_0 Z \sin \frac{\alpha}{2}.$$

8.2 Проверочный расчёт

Проверить прочность одного клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви (Н/мм²):

$$\sigma_{MAX} = \sigma_p + \sigma_H + \sigma_{ц} \leq [\sigma_p],$$

где $\sigma_p = \frac{F_0 + 0,5F_t}{S}$ – напряжение растяжения, Н/мм²,

S – площадь поперечного сечения клинового ремня [2, с. 778, таблица 23];

$$\sigma_H = \frac{E_H \cdot T_1}{D_1} \text{ – напряжение изгиба, Н/мм}^2;$$

$E_H = 80 \dots 100$ – модуль продольной упругости ремня при изгибе, Н/мм². Большее значение – при статических, сред-

нее – динамических, меньшее – знакопеременных нагрузках;

$\sigma_{ц} = \rho V^2 10^{-6}$ – напряжение от центробежных сил (учитывается только при $V \geq 20$ м/с), Н/мм²;

$\rho = 1250$ – (ρo) плотность материала прорезиненного клинового ремня, кг/м³;

$[\sigma_p] = 8$ – допускаемое напряжение растяжения резинового ремня, Н/мм².

8.3 Ввести расчётные данные в таблицу 8

Таблица 8 – Параметры клиноремённой передачи

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a , мм		Диаметр ведущего шкива D_1 , мм	
Скорость ремня V , м/с		Диаметр ведомого шкива D_2 , мм	
Количество ремней Z , шт.		Предварительное натяжение F_0 , Н	
Длина ремня L , мм		Натяжение F_1 (Н) ведущей ветви	
Угол обхвата малого шкива α , град.		Натяжение F_2 (Н) ведомой ветви	
Максимальное напряжение σ_{max} , Н/мм ²		Сила давления ремня на вал $F_{оп}$, Н	

Ответ: расчёт искомых параметров клиноременной передачи закончен (смотри таблицу 8).

6 ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

6.1 Подшипники качения

Подшипники качения – опоры валов и осей, используются в машинах и механизмах для их фиксации в неподвижном положении с возможностью вращения в условиях качения под нагрузкой.

Конструкция: состоят из наружного кольца, внутреннего кольца и тел качения между ними (шарики, ролики цилиндрические и конические), разделённых друг от друга сепаратором.

Классификация по нагрузке:

радиальные (направление основной нагрузки – по радиусу колец, величина воспринимаемой осевой нагрузки – 10% не более);

радиально-упорные (направление основной нагрузки – по радиусу колец, величина воспринимаемой осевой нагрузки – до 40% не более);

упорно-радиальные (направление основной нагрузки – вдоль оси колец, величина воспринимаемой радиальной нагрузки – до 40% не более);

упорные (направление нагрузки – вдоль оси колец, радиальная нагрузка не воспринимается совсем).

Материалы – износостойкие стали ШХ15, ШХ9, ШХ4 с объёмной закалкой.

Смазка – консистентная марок «Литол», «ЦИАТИМ».

Достоинства: высокий КПД; независимость величины момента сил трения качения от скорости вращения нагруженного вала; невысокий расход смазочных материалов; невысокое теплообразование; допускают малые частоты вращения.

Недостатки: высокая точность изготовления (5...9 качества), повышенные диаметральные габаритные размеры; заниженное сопротивление вибрациям и ударам; необходимость герметизации от загрязнений.

6.2 Подшипники скольжения

Подшипники скольжения – опоры валов, используются в машинах и механизмах для их фиксации в неподвижном положении с возможностью вращения в условиях относительного скольжения под нагрузкой.

Конструкция:

втулка или две полувтулки, контактирующие внутренней поверхностью с шипом вращающегося вала;

торцовая поверхность диска или кольца, контактирующие с торцовыми поверхностями шипа или ступени вращающегося вала.

Классификация по нагрузке:

радиальные (втулка – направление нагрузки по радиусу, осевая нагрузка не воспринимается совсем);

подпятники (торцовые поверхности – направление основной нагрузки – вдоль оси, радиальная нагрузка не воспринимается совсем).

Материалы – при высоких нагрузках – антифрикционная бронза БрОЦС6-6-3, сплав меди с оловом баббит Б16, бронзографит, при малых нагрузках – пластмассы: капрон, фторопласт.

Смазка – для бронзовых материалов должен обеспечиваться постоянный приток жидкой смазки под давлением, для пластмассы – смазывание рекомендуется при высокой частоте вращения.

Достоинства: просты в изготовлении; по конструкции могут быть разъемными, имеют небольшие радиальные размеры; устойчивы к вибрациям и ударным нагрузкам; в условиях гидродинамической смазки (при высокой частоте вращения на масляном клине) не изнашиваются.

Недостатки: не работают без жидкой смазки вследствие задирання поверхностей; имеют высокие пусковые моменты вследствие сил трения при отсутствии смазки; КПД ниже, чем у подшипников качения.

6.3 Муфты

Муфты – механизмы, применяемые для соединения соосных валов по торцам, выполняющие одну или несколько изложенных ниже функциональных задач.

1) Передача вращения с ведущего соосного вала на ведомый соосный вал.

2) Предохранение электродвигателя и насадных деталей привода от поломок в случае заклинивания ведомого вала.

3) Компенсация несоосности ведущего и ведомого валов, допущенной при сборке привода или задуманной при конструировании.

Классификации муфт

По **возможности отключения**: постоянные и сцепные.

По **предохранению** привода от поломки при заклинивании ведомого вала: предохранительные и не имеющие такой возможности.

По **компенсации** несоосности и непараллельности соосных валов: компенсирующие и глухие.

По **поглощению вибраций**: упругие и жёсткие.

Классификация сцепных муфт

По **способу расцепления**: фрикционные (обе полумуфты содержат фрикционные накладки, передающие вращающий момент) и кулачковые (обе полумуфты, прижатые друг к другу пружиной, содержат на контактирующих кольцевых поверхностях расположенные равномерно по кругу треугольные выступы и впадины).

По **способу управления**: управляемые (позволяют расцеплять полумуфту ведущего вала от полумуфты ведомого во время остановки) и самодействующие (полумуфты расцепляются при изменении режима работы, например, частоты вращения).

Одна и та же муфта может быть одновременно и упругой, и компенсирующей, и самодействующей и предохранительной и так далее.

6.4 Редукторы

Редуктором называют закрытый от внешнего воздействия корпусом механизм, содержащий зубчатые колёсные или червячные передачи, предназначенный для передачи вращательного движения с понижением частоты вращения выходного вала по сравнению с входным.

Классификация редукторов по **виду передачи**:

с цилиндрической передачей – цилиндрический;

с конической передачей – конический;

с червячной передачей – червячный.

Цилиндрические зубчатые передачи предназначены для передачи вращательного движения между валами с параллельными осями, конические – с пересекающимися осями, червячные – с перекрещивающимися осями.

Конструкция: основу редуктора составляет массивный корпус, состоящий из двух половин: верхней и нижней. Верхнюю называют крышкой, но она так же массивна как нижняя и так же поддерживает подшипниковые опоры находящихся в редукторе валов с зубчатыми колёсами и шестернями, то есть играет роль корпуса. Внутри корпуса содержится всё, что требуется для автономного функционирования зубчатых передач, которые нуждаются в постоянном смазывании трущихся поверхностей зубьев, сохранения точного пространственного положения валов, защите от влаги и пыли и обеспечении постоянного лёгкого доступа для технического обслуживания.

Кинематическая схема редуктора – условное изображение редуктора в стандартных обозначениях [8].

Для **проведения расчётов** выполнения домашнего задания по решению практической задачи № 7 необходимо подобрать марку редуктора в справочнике, и назначить передаточное число редуктора, согласуемое с общим передаточным числом электромеханического привода и передаточным числом открытых передач.

6.5 Краткие сведения о назначении и устройстве электромеханического привода

Привод электромеханический – система механических передач с электродвигателем, служащая для снижения частоты вращения до значения, необходимого рабочему валу какого-либо исполнительного механизма, например, конвейера для транспортирования ящиков с продукцией с определённой линейной скоростью.

На рисунке 7 показан пример кинематической схемы электромеханического привода, понижающего частоту вращения валов от электродвигателя к ленточному конвейеру примерно в 100... 200 раз.

Электродвигатель относится к числу унифицированных узлов, преобразующих электрическую энергию в механическую. В механических приводах обычно используются асинхронные трехфазные короткозамкнутые электродвигатели серии 4А по ГОСТ 19523-74. Однако, электродвигатели имеют высокую частоту вращения вала и невысокий вращающий момент, которого не хватит для передвижения ленты конвейера.

Открытые передачи состоят из двух, установленных в подшипники качения параллельных валов и насаженных на них шкивов (звёздочек) различных диаметров, передающих вращающий момент между собой при помощи клинового ремня (цепи). Они вместе (ременная и цепная) снижают частоту вращения до 20 раз.

Редуктор содержит две ступени цилиндрических зубчатых передач внутри корпуса, снижая частоту вращения до 25 раз.

Муфты – предохранительная между валом электродвигателя и валом ведущего шкива ремённой передачи и муфта компенсирующая упругая втулочно-пальцевая между выходным валом редуктора и валом ведущей звёздочки цепной передачи.

6.6 Практическое занятие №8: решение задачи 9

«Расчёт цепной передачи»

Исходные данные для расчёта выбираются каждым студентом из данных своего варианта задачи 7:

вращающий момент на ведущей звёздочке T_{III} (Нм);

частота вращения n_{III} (мин⁻¹) вала, на котором закреплена малая звёздочка;

передаточное число $U_{цеп}$ цепной передачи привода.

Условие задачи

Рассчитать кинематические и силовые параметры цепной передачи с роликовой однорядной цепью.

Исходные данные: ... (составить самостоятельно)

Порядок решения задачи 9

9.1 Проектный расчёт

1) Предварительно величину стандартного шага цепи $t_{ст.пр}$ (мм) назначают в зависимости от частоты вращения малой звёздочки n_{III} (мин⁻¹). При выходе значений n_{III} за крайнее значение n в таблице 6.6.1, для назначения $t_{ст.пр}$ принимать это крайнее значение n .

Таблица 6.6.1 – Предварительная величина шага цепи

n	400	350	300	250	200	150	100	50
$t_{ст.пр}$	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8

2) Число зубьев ведущей звёздочки:

$$Z_1 = 29 - 2U_{цеп}.$$

Расчётное значение Z_1 округлить до нечётного числа.

3) Средняя скорость цепи, $\frac{M}{c}$:

$$V = \frac{Z_1 \cdot t_{CT.ПР} \cdot n_{III}}{60 \cdot 10^3} \leq [V] ,$$

где $[V] = 7 \frac{M}{c}$ – для открытых цепных передач.

Если условие не выполняется, следует уменьшить частоту вращения вала за счёт изменения передаточного числа зубчатого редуктора.

4) Допускаемое давление в шарнирах цепи $[p_{ц}]$ назначают в зависимости от предварительного шага цепи $t_{CT.ПР}$ и частоты n вращения вала малой звёздочки

При неравенстве значения с табличным выбирать ближайшее меньшее для конкретного шага цепи, при выходе значений искомых величин за крайнее значение в таблице 6.6.2 для расчёта принимать это крайнее значение.

Таблица 6.6.2 – Допустимое давление в шарнирах, $\frac{H}{мм^2}$

Шаг цепи $t_{CT.ПР}, мм$	Частота вращения малой звёздочки n , мин. ⁻¹		
	50	200	400
12,7; 15,8	35	31,5	28,7
19,05; 25,4	35	30	26,2
31,75; 38,1	35	28,7	24,2
44,45; 50,8	35	26,2	21,6

5) Расчётная величина шага (мм) для однорядной цепи:

$$t = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{III} K_{\vartheta}}{Z_1 \cdot [p_{ц}]}} ,$$

где $K_э = K_д K_с K_{рег} K_p$ – коэффициент эксплуатации;
 $K_д = 1; 1,2; 1,5$ – коэффициент динамичности нагрузки (статической, переменной, знакопеременной);

$K_с = 1,5$ – коэффициент способа смазывания цепи. Значение соответствует периодическому способу смазывания

$K_{рег} = 1$ – коэффициент, учитывающий способ регулировки межосевого расстояния. Значение соответствует наличию регулируемых опор;

$K_p = 1,5$ – коэффициент режима сменности работы привода в сутках. Значение соответствует трёхсменному режиму работы.

Полученное расчётное значение шага следует округлить до ближайшего стандартного числа согласно таблице 6.6.1, откуда $t_{ст} = \dots$.

6) Число зубьев ведомой звёздочки:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_{цеп}.$$

Полученное значение следует округлить до нечётного числа, но не больше 120.

7) Фактическое передаточное число цепной передачи:

$$U_{цеп.ф} = Z_2 / Z_1.$$

8) Проверить отклонение $U_{цеп.ф}$ от $U_{цеп}$ расчётного:

$$\Delta U = \frac{|U_{цеп.ф} - U_{цеп}|}{U_{цеп}} \cdot 100\% \leq 4\%.$$

Если условие не выполняется, следует изменить число зубьев ведомой звёздочки Z_2 .

9) Диаметр окружности выступов малой звёздочки (мм):

$$D_{e1} = t_{CT} \cdot (K_{Z1} + 0,7) - 0,31d_3 ,$$

где $K_{Z1} = \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_1}$ – коэффициент числа зубьев;

d_3 – диаметр ролика, назначаемый в зависимости от шага t_{CT} , по нему же назначают b_3 – ширину внутреннего звена, мм.

Таблица 6.6.3 – Диаметр ролика d_3 и ширина внутреннего звена цепи b_3 , мм

t_{CT}	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8
d_3	8,51	10,16	11,91	15,88	19,05	25,4	25,4	31,75
b_3	7,57	9,65	12,7	15,88	19,05	25,4	25,4	31,75

10) Диаметр окружности выступов большой звёздочки, мм:

$$D_{e2} = t_{CT} \cdot (K_{Z2} + 0,7) - 0,31d_3 ,$$

где $K_{Z2} = \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_2}$ – коэффициент числа зубьев.

11) Минимальное межосевое расстояние, мм:

$$a = 0,6 (D_{e1} + D_{e2}) + 50.$$

12) Число звеньев цепи:

$$L_t = \frac{2a}{t_{CT}} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{t_{CT}(Z_2 - Z_1)^2}{4 \cdot a \cdot \pi^2} .$$

Полученное значение округлить до целого числа.

13) Уточнить межосевое расстояние, мм:

$$a = 0,25t_{CT}[L_t - 0,5(Z_2 + Z_1) + \sqrt{[L_t - 0,5(Z_2 + Z_1)]^2 - 0,2(Z_2 - Z_1)^2}]$$

14) Длина цепи, мм: $L = L_t t_{CT}$.

9.2 Проверочный расчёт

1) Допускаемая частота вращения ведущей звёздочки, мин⁻¹:

$$[n] = \frac{15}{t_{CT}} \cdot 10^3.$$

Должно выполняться условие: $n_{III} \leq [n]$.

Если условие не выполняется, следует уменьшить шаг цепи t_{CT} , либо увеличить передаточное число редуктора U_p .

2) Число ударов цепи о зубья звёздочек, с⁻¹:

$$N = \frac{4Z_1 n_{III}}{60 L_t} \leq [N] = \frac{508}{t_{CT}},$$

где $[N]$ – допускаемое число ударов цепи.

Если условие не выполняется, следует уменьшить число зубьев ведущей звёздочки Z_1 , либо шаг цепи t_{CT} .

3) Фактическая скорость цепи, $\frac{m}{c}$:

$$V = \frac{Z_1 \cdot t_{CT} \cdot n_{III}}{60 \cdot 10^3}.$$

4) Окружная сила, передаваемая цепью, Н:

$$F_t = \frac{P_{III} \cdot 10^3}{V}.$$

5) Давление в шарнирах цепи, $\frac{H}{мм^2}$:

$$p_{II} = \frac{F_t \cdot K_{\vartheta}}{A} \leq [p_{II}],$$

где $A = d_3 b_3$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм².

Если условие не выполняется, следует увеличить число зубьев ведущей звёздочки Z_1 , либо шаг цепи t_{CT} .

6) Проверку прочности цепи проводят по расчётному коэффициенту запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t K_d + F_o + F_v} \geq [S] ,$$

где F_p – разрушающая нагрузка (Н), зависит от шага цепи t_{CT} (мм).

Таблица 6.6.4 – Разрушающая нагрузка F_p , кН

t_{CT}	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8
F_p	9	23	31	60	89	135	172	227

$F_o = 6qag$ – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (Н);

q – масса 1м цепи (кг/м), зависит от шага цепи t_{CT} (мм).

Таблица 6.6.5 – Масса 1м цепи, кг

t_{CT}	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8
q	0,35	0,80	1,9	2,6	3,8	5,5	7,5	9,7

$g = 9,81$ – ускорение свободного падения, $\frac{M}{c^2}$;

$F_v = qV^2$ – натяжение цепи от центробежных сил, Н;

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых цепей. Приблизённо назначается в зависимости от частоты вращения малой звёздочки n_{III} (мин⁻¹).

Таблица 6.6.6 – Коэффициент запаса прочности цепей

n	400	300	200	100	50
$[S]$	8	7	6	5	4

При выходе значения за крайнее значение n в таблице для назначения $[S]$ принимать это крайнее значение.

7) Сила давления цепи на вал (Н):

$$F_{оп} = k_b F_t + 2F_0,$$

где $k_b = 1,15; 1,3; 1,5$ – коэффициент нагрузки, числа соответствуют статической, переменной, знакопеременной.

8) Ввести расчётные данные в таблицу 9

Таблица 9 – Параметры передачи с роликовой цепью

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a , мм		Диаметр окружности выступов малой звёздочки D_{e1} , мм	
Число зубьев Z_1		Диаметр окружности выступов большой звёздочки D_{e2} , мм	
Число зубьев Z_2		Число звеньев цепи L_t	
Длина цепи L , мм		Сила давления цепи на вал $F_{оп}$, Н	
Шаг цепи $t_{ст}$, мм		Давление в шарнирах цепи $p_{ц}$, Н/мм ²	
Коэффициент запаса прочности S		Число ударов цепи N	

Примечание: таблицы, имеющие номера с 6.6.1 по 6.6.6 в отчёт по задаче 9 не вставлять.

Ответ: расчёт искомых параметров цепной передачи закончен (смотри таблицу 9).

6.7 Практическое занятие №9: решение задачи 10

«Расчёт ведущего вала цепной передачи на прочность»

[1, 2, 3] – этот знак, поставленный в тексте задачи, означает, что студенты должны самостоятельно найти в справочниках искомое значение.

Условие задачи

Рассчитать размерные параметры вала малой звёздочки цепной передачи:

наименьший диаметр вала d (мм), который имеет ступень для насаживания полумуфты;

диаметр d_1 (мм) шипов вала под подшипники качения;

диаметр d_2 (мм) шейки вала под ступицу звёздочки, если известно:

вращающий момент на малой звёздочке $T_{ш}$, Нм (из данных своего варианта задачи 7);

сила давления цепи на вал $F_{оп}$, Н (из данных своего варианта задачи 9);

длина шейки вала под малую звёздочку $l_{звезд}$;

материал вала – сталь 45, закалка и высокий отпуск;

муфта, насаживаемая на ступень вала – упругая втулочно-пальцевая.

Исходные данные: $T_{ш} = \dots$ Нм; $F_{оп} = \dots$ Н; $l_{звезд} = 25$ мм; материал вала – сталь 45, термообработанная закалкой и высоким отпуском; муфта – упругая втулочно-пальцевая.

Порядок решения задачи 9

1) Предварительный расчёт наименьшего диаметра вала, который имеет ступень под полумуфту, только на кручение, мм:

$$d = \sqrt{5T_{\text{III}}},$$

Полученное значение d следует скорректировать в большую сторону по диаметру цилиндрического отверстия полумуфты, насаживаемой на вал [1, 2, 3].

После коррекции $d = \dots$ мм.

2) Диаметр шипов вала под подшипники качения, мм:

$$d_1 = d + 5.$$

Полученное значение d_1 следует скорректировать по диаметру отверстия подшипника качения № ... [1, 2, 3], насаживаемого на шипы, с выполнением условия: $d_1 > d$.

Длина шипа (мм) рассчитывается по ширине B назначенного согласно диаметру шейки вала подшипника качения № ... [1, 2, 3]:

$$l_{\text{шип}} = B + 2.$$

3) Подшипник следует проверить на динамическую грузоподъёмность по условию:

$$C > 0,5F_{\text{оп.}}$$

Если условие не выполняется, следует увеличить диаметр шипа или выбрать подшипник другой серии с таким же отверстием, но большей ширины с большей динамической грузоподъёмностью.

4) Диаметр шейки вала под ступицу звёздочки, мм:

$$d_2 = d_1 + 2.$$

5) Кроме вращающего момента T_{III} (Нм) на вал цепной передачи действует изгибающий момент M (Нм) от действия силы давления цепи $F_{оп}$ (Н):

$$M = 10^{-3} F_{оп} \frac{l_{шшп} + l_{зв\ddot{e}з\ddot{d}}}{4},$$

где 10^{-3} – коэффициент перевода миллиметров длины в метры.

5) Эквивалентный момент от одновременных кручения и изгиба вала, Нм:

$$M_{\ddot{e}} = \sqrt{T_{III}^2 + M^2}.$$

6) Условие прочности на кручение и изгиб ступени вала, имеющей наименьший диаметр d , мм:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\ddot{e}}}{0,1[\sigma_B]}} ,$$

где $[\sigma_B]$ – временное сопротивление (предел прочности) материала вала, МПа [1, 2, 3].

7) Если неравенство выполняется, то рассчитанный в пункте 1) диаметр d корректировать в сторону увеличения не требуется.

Ответ: ... (составить самостоятельно).

7 ТЕСТ

Вопросы для самостоятельного нахождения ответов

1 Деталь – это:

а – составная часть машины, состоящая из нескольких узлов;

б – составная часть машины, состоящая из нескольких звеньев;

в – составная часть машины, изготовленная из цельного куска материала;

г – не является составной частью машины.

2 Звено – это:

а – составная часть машины, состоящая из нескольких механизмов;

б – составная часть машины, состоящая из нескольких агрегатов;

в – составная часть машины, состоящая из нескольких неподвижно закреплённых меж собой деталей;

г – составная часть машины, состоящая из нескольких относительно подвижных деталей.

3 Типовая деталь:

а – изготовлена по специальному заказу;

б – одна из множества одинаковых по форме, но разных по размеру;

в – универсально подходит к любому механизму;

г – имеет высокую себестоимость.

4 Какой из ответов относится к классификации по условиям работы деталей в механизме:

- а – плавает под водой;
- а –летает в воздухе;
- в – ездит по дороге;
- г – неподвижна.

5 Равнодействующая сила:

- а – равна силе, лежащей рядом;
- б – равна любой силе в системе сил;
- в – равна геометрической сумме всех сил системы;
- г – равна геометрической разности всех сил системы.

6 Момент силы:

- а – произведение модуля силы на плечо;
- б – произведение модуля силы на его вектор;
- в – произведение вектора силы на угол к линии её действия;
- г – произведение линии действия силы на точку пересечения с вектором.

7 Реакция связи при равновесии тела:

- а – двигает тело в направлении обратном действию силы;
- б – двигает тело в направлении действия силы;
- в – не двигает тело в направлении обратном действию силы;
- г – не двигает тело в направлении действия силы.

8 Не нарушая состояния тела, точку приложения силы к телу можно:

- а – переносить вдоль линии действия этой силы;
- б – переносить перпендикулярно линии действия этой силы;
- в – переносить параллельно линии действия этой силы;
- г – переносить под углом 45 градусов к линии действия этой силы.

9 Равновесие одного тела в плоской системе сходящихся сил имеет:

- а – две неизвестных реакции связи;
- б – три неизвестных реакции связи;
- в – четыре неизвестных реакции связи;
- г – пять неизвестных реакций связи.

10 Равновесие конструкции из нескольких тел в плоской системе произвольных сил имеет:

- а – две неизвестных реакции связи;
- б – три неизвестных реакции связи;
- в – четыре неизвестных реакции связи;
- г – пять неизвестных реакций связи.

11 Прочность – это свойство материала детали:

- а – сопротивляться разрушению под действием нагрузок;
- б – сопротивляться изменению формы под действием нагрузок;
- в – оказывать сопротивление изнашиванию при трении;
- г – не снижать свои характеристики при нагреве.

12 Назначение неотчетственных размеров детали при конструировании – это:

- а – первый этап;
- б – второй этап;
- в – третий этап;
- г – четвёртый этап.

13 Техническое задание при проектировании машины – это:

- а – назначение основных параметров машины и решение принципиальных вопросов;
- б – расширенное и углублённое техническое предложение;
- в – предварительная разработка общих видов узлов;

г – проработанные общие виды машины и её узлов, готовые к детализовке.

14 Безотказность – это свойство машины:

а – сохранять работоспособное состояние до полного изнашивания деталей;

б – быть готовой к эксплуатации в течение установленного срока хранения;

в – к устранению потери эксплуатационных параметров;

г – сохранять работоспособное состояние без вынужденных перерывов.

15 Отказ в работе двигателя автомобиля в поездке относится к:

а – функциональным;

б – полным;

в – внезапным;

г – всем перечисленным.

16 Цапфа вала – это:

а – шип;

б – шейка;

в – пята;

г – все перечисленные определения.

17 Для изготовления коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания применяют:

а – сталь 45;

б – сталь 40ХН2МА;

в – сталь 12ХН3А;

г – чугун ВЧ80.

18 Ступица – это:

а – утолщение вокруг центрального отверстия насадной детали;

б – основание неподвижного оборудования;

в – стопор для подвижных деталей машин;

г – тормоз подъёмного крана, не дающий тросу опускаться вниз.

19 При каком способе соединения шестерни с валом не используются дополнительные элементы:

а – шпоночное;

б – штифтовое;

в – с натягом;

г – клеммовое.

20 Станина – это:

а – плоская, лежащая в основании вертикальных машин, массивная деталь;

б – удлинённый горизонтальный корпус неподвижного оборудования;

в – вертикальный корпус оборудования;

г – полая объёмная корпусная деталь.

21 Для корпусов деталей транспортных машин применяют материалы марок:

а – СЧ30;

б – сталь 25;

в – АЛ4;

г – сталь 40Х.

22 Пружины только малых размеров изготавливают из материала марки:

У10А;

65;

50ХГСА;

БрБ2.

23 Какой профиль имеет метрическая резьба

а – треугольный;

б – прямоугольный;

в – трапецеидальный;

г – круглый.

24 Какое обозначение имеет метрическая резьба

а – МР;

- б – РМ;
- в – РМР;
- г – М.

25 Развальцовка является соединением:

- а – неподвижным неразъёмным;
- б – подвижным неразъёмным;
- в – подвижным разъёмным;
- г – неподвижным разъёмным.

26 К достоинствам сварки относится:

- а – снижение массы конструкции по сравнению с литьём;
- б – необходимость расплавления кромок деталей;
- в – соединение разнородных металлов;
- г – необходимость наличия равномерно распределённого зазора между деталями.

27 К достоинствам пайки относится:

- а – снижение массы конструкции по сравнению с литьём;
- б – необходимость расплавления кромок деталей;
- в – соединение разнородных металлов;
- г – необходимость наличия равномерно распределённого зазора между деталями.

28 К недостаткам сварки относится:

- а – снижение массы конструкции по сравнению с литьём;
- б – необходимость расплавления кромок деталей;
- в – соединение разнородных металлов;
- г – необходимость наличия равномерно распределённого зазора между деталями.

29 К недостаткам пайки относится:

- а – снижение массы конструкции по сравнению с литьём;
- б – необходимость расплавления кромок деталей;
- в – соединение разнородных металлов;

г – необходимость наличия равномерно распределённого зазора между деталями.

30 К достоинствам клеевых соединений относится:

а – прочность шва меньше, чем у деталей;

б – контролируемость качества шва;

в – соединение тонкостенных деталей;

г – неудобные конструкторские формы.

31 К недостаткам клеевых соединений относится:

а – прочность шва меньше, чем у материала деталей;

б – контролируемость качества шва;

в – соединение тонкостенных деталей;

г – неудобные конструкторские формы.

32 К достоинствам заклёпочных соединений относится:

а – прочность шва меньше, чем у материала деталей;

б – контролируемость качества шва;

в – соединение тонкостенных деталей;

г – неудобные конструкторские формы.

33 К недостаткам заклёпочных соединений относится:

а – прочность шва меньше, чем у материала деталей;

б – контролируемость качества шва;

в – соединение тонкостенных деталей;

г – неудобные конструкторские формы.

34 К достоинствам фрикционных соединений относится:

а – обеспечивают точное центрирование;

б – отсутствие концентрации напряжений;

в – не сопротивляется ударным нагрузкам;

г – тонкостенные детали с отверстием деформируются.

35 К недостаткам фрикционных соединений относится:

а – обеспечивают точное центрирование;

б – отсутствие концентрации напряжений;

- в – не сопротивляется ударным нагрузкам;
- г – тонкостенные детали деформируются.

36 Круглые резьбы применяют для:

- а – предохранения от самоотвинчивания;
- б – передачи осевого движения;
- в – быстрого завинчивания с уплотнением;
- г – передачи высоких вращающих моментов.

37 Крепёжные резьбы применяют для:

- а – предохранения от самоотвинчивания;
- б – передачи осевого движения;
- в – быстрого завинчивания с уплотнением;
- г – передачи высоких вращающих моментов.

38 Ходовые резьбы применяют для:

- а – предохранения от самоотвинчивания;
- б – передачи осевого движения;
- в – быстрого завинчивания с уплотнением;
- г – передачи высоких вращающих моментов.

39 Конические резьбы применяют для:

- а – предохранения от самоотвинчивания;
- б – передачи осевого движения;
- в – быстрого завинчивания с уплотнением;
- г – передачи высоких вращающих моментов.

40 У какой формы штифтов после неоднократной разборки и сборки натяг уменьшается и соединение становится ненадёжным:

- а – конический разводной;
- б – конический гладкий;
- в – цилиндрический гладкий;
- г – цилиндрический пружинный.

41 Какая марка материала применяется для пружинных штифтов:

- а – Ст4;
- б – 45;
- в – 60;

г – АЛ4.

42 Какая форма шпонки обеспечивает отсутствие зазора по высоте:

а – призматическая;

б – клиновая;

в – сегментная;

г – круглая.

43 К механическим передачам зацеплением с непосредственным контактом относится:

а – зубчатые;

б – ремённые;

в – цепные;

г – фрикционные.

44 К механическим передачам трением с непосредственным контактом относится:

а – зубчатые;

б – ремённые;

в – цепные;

г – фрикционные.

45 К механическим передачам зацеплением с контактом гибкой связью относится:

а – зубчатые;

б – ремённые;

в – цепные;

г – фрикционные.

46 К механическим передачам трением с контактом гибкой связью относится:

а – зубчатые;

б – ремённые;

в – цепные;

г – фрикционные.

47 К достоинствам фрикционных передач относится:

а – широкая возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа;

б – малые габариты при высоких вращающих моментах;

в – валы могут быть не параллельны при большом межосевом расстоянии между ними;

г – широкий диапазон межосевых расстояний.

48 К достоинствам зубчатых передач относится:

а – широкая возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа;

б – малые габариты при высоких вращающих моментах;

в – валы могут быть не параллельны при большом межосевом расстоянии между ними;

г – широкий диапазон межосевых расстояний.

49 К достоинствам ремённых передач относится:

а – широкая возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа;

б – малые габариты при высоких вращающих моментах;

в – валы могут быть не параллельны при большом межосевом расстоянии между ними;

г – широкий диапазон межосевых расстояний.

50 К достоинствам цепных передач относится:

а – широкая возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа;

б – малые габариты при высоких вращающих моментах;

в – валы могут быть не параллельны при большом межосевом расстоянии между ними;

г – широкий диапазон межосевых расстояний.

51 К недостаткам фрикционных передач относится:

а – высокая точность изготовления;

б – нагрузки на валы являются по величине значительно большими, чем окружная сила;

в – невысокие передаваемые мощности;

- г – высокие шум и интенсивность изнашивания.
- 52 К недостаткам зубчатых передач относится:
- а – высокая точность изготовления;
 - б – нагрузки на валы являются по величине значительно большими, чем окружная сила;
 - в – невысокие передаваемые мощности;
 - г – высокие шум и интенсивность изнашивания.
- 53 К недостаткам ремённых передач относится:
- а – высокая точность изготовления;
 - б – нагрузки на валы являются по величине значительно большими, чем окружная сила;
 - в – невысокие передаваемые мощности;
 - г – высокие шум и интенсивность изнашивания.
- 54 К недостаткам цепных передач относится:
- а – высокая точность изготовления;
 - б – нагрузки на валы являются по величине значительно большими, чем окружная сила;
 - в – невысокие передаваемые мощности;
 - г – высокие шум и интенсивность изнашивания.
- 55 Какие подшипники качения выдерживают большую осевую, чем радиальную нагрузку:
- а – радиальные;
 - б – радиально-упорные;
 - в – упорно-радиальные;
 - г – упорные.
- 56 Какое достоинство отличает подшипники качения от подшипников скольжения:
- а – повышенные диаметральные габаритные размеры;
 - б – по конструкции могут быть разъёмными;
 - в – имеют высокие пусковые моменты;
 - г – невысокий расход смазочных материалов.

57 Какое достоинство отличает подшипники скольжения от подшипников качения:

а – повышенные диаметральные габаритные размеры;

б – по конструкции могут быть разъемными;

в – имеют высокие пусковые моменты;

г – невысокий расход смазочных материалов.

58 Какой недостаток отличает подшипники качения от подшипников скольжения:

а – повышенные диаметральные габаритные размеры;

б – по конструкции могут быть разъемными;

в – имеют высокие пусковые моменты;

г – невысокий расход смазочных материалов.

59 Какой недостаток отличает подшипники скольжения от подшипников качения:

а – повышенные диаметральные габаритные размеры;

б – по конструкции могут быть разъемными;

в – имеют высокие пусковые моменты;

г – невысокий расход смазочных материалов.

60 Какая из функциональных задач не относится муфтам:

а – передача вращения с ведущего соосного вала на ведомый соосный вал;

б – силовое замыкание кинематических кулачковых пар;

в – предохранение электродвигателя и насадных деталей привода от поломок в случае заклинивания ведомого вала;

г – компенсация несоосности ведущего и ведомого валов, допущенной при сборке привода или задуманной при конструировании.

8 ВОПРОСЫ К ЭКЗАМЕНУ

- 1 Определения механики (13 определений).
- 2 Классификации деталей машин: по общности применения, условиям работы, нагрузкам.
- 3 Краткие сведения из статики (9 определений).
- 4 Аксиомы статики и реакции связей (7 аксиом).
- 5 Условия равновесия тел в плоской системе сил (7 определений). Условия равновесия одного тела в плоской системе произвольных сил.
- 6 Условия равновесия тел в плоской системе сил (7 определений). Условия равновесия одного тела в плоской системе сходящихся сил.
- 7 Условия равновесия конструкции из нескольких тел в плоской системе произвольных сил. Расчет ферм.
- 8 Конструирование деталей машин. Требования к деталям машин. Этапы разработки конструкции детали.
- 9 Проектирование машин. Этапы проектирования машин. Надёжность и её критерии. Отказы.
- 10 Валы и оси. Определения. Классификации по форме оси и сечения. Материалы.
- 11 Насадные детали и втулки. Определения. Классификации по конструкции и способу соединения с валом. Материалы.
- 12 Корпусные детали. Определения. Классификация по характеру эксплуатации. Материалы. Фундаменты.

13 Пружины. Определение. Функциональные задачи. Классификация по форме. Материалы.

14 Типовые крепёжные детали. (11 определений). Материалы винтов и гаек.

15 Соединения деталей. Общее определение. Классификации и определения по характеру выполняемой функции, возможности разборки, способу получения соединений.

16 Сварные соединения. Виды процессов сварки и сварных соединений. Достоинства и недостатки.

17 Паяные соединения. Определения. Технология пайки. Виды процессов пайки и паяных соединений. Достоинства и недостатки.

18 Клеевые соединения. Определения. Технология склеивания. Виды процессов склеивания и клеевых соединений. Достоинства и недостатки.

19 Заклёпочные соединения. Определения. Классификация соединений, заклёпок и швов. Материалы заклёпок. Достоинства и недостатки.

20 Фрикционные соединения. Определение и общие сведения. Виды процессов сборки. Достоинства и недостатки.

21 Резьбовые соединения. Классификации по применению, направлению, количеству ниток резьбы.

22 Штифтовые соединения. Определение. Классификация штифтов по форме. Материалы штифтов.

23 Шпоночные соединения. Определение. Классификация шпонок по форме. Материалы шпонок.

24 Механические передачи. Определение и общие сведения. Классификации по виду передаваемого движения, принципу работы, назначению. Характеристики.

25 Фрикционные передачи. Классификации по форме контактирующих поверхностей роликов, назначению. Передаточное число. Материалы. Достоинства и недостатки.

26 Зубчатые передачи. Определения. Классификации по расположению зубьев, форме поверхности. Передаточное число. Материалы. Достоинства и недостатки.

27 Ремённые передачи. Определение. Классификация ремней по форме. Передаточное число. Материалы ремней и шкивов. Достоинства и недостатки.

28 Цепные передачи. Определения. Классификация цепей по конструкции. Передаточное число. Материалы. Достоинства и недостатки.

29 Передачи винт-гайка скольжения. Общие сведения. Классификация по назначению. Передаточное число. Материалы. Достоинства и недостатки.

30 Передачи винт-гайка качения. Общие сведения. Конструкция винта и гайки качения. Передаточное число. Материалы. Достоинства и недостатки.

31 Подшипники качения. Конструкция. Классификация по нагрузке. Материалы. Смазка. Достоинства и недостатки.

32 Подшипники скольжения. Конструкция. Классификация по нагрузке. Материалы. Смазка. Достоинства и недостатки.

33 Муфты. Определение. Функциональные задачи. Классификации по возможности отключения, предохранению от поломки, компенсации, поглощению вибраций, способу расцепления и управления.

34 Редукторы. Определение. Классификация по виду передачи. Конструкция. Кинематическая схема. Проведение расчётов характеристик редукторов при решении практических задач.

35 Привод электромеханический. Определение. Состав. Электродвигатель. Открытые передачи. Редуктор. Муфты.

9 ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1) Перед выполнением каждой лабораторной работы студенты обязаны прослушать инструктаж по технике безопасности, правилам, безопасным способам и очередности выполнения рабочих приёмов у преподавателя, ведущего занятия, о чём делается запись в специальном журнале с подписями преподавателя и студентов.

2) После прослушивания инструктажа студенты обязаны знать опасности в работе, знать и соблюдать правила безопасного поведения в аудитории в процессе выполнения и после окончания работы.

3) Студентам запрещается без разрешения преподавателя или лаборанта:

включать приборы и оборудование;

нажимать какие-либо кнопки и рычаги;

вращать ручки механизмов и двигать их подвижные части;

вставлять пальцы в пазы и щели оборудования;

трогать токоведущие кабели и электропроводку.

4) В случае обнаружения неисправностей в работе оборудования, повреждённой изоляции электропроводки, подтеканиях масла из механизмов студент обязан, ни к чему не притрагиваясь, сразу сообщить об этом преподавателю или лаборанту.

5) По окончании работы студент должен сообщить преподавателю о её результатах, отключить оборудование, сдать полученный для работы инвентарь, вымыть руки.

6) Студенты, нарушившие вышеперечисленные правила, отстраняются преподавателем от работы в лаборатории до выяснения всех обстоятельств случившегося.

7) В случае получения травмы студент обязан немедленно обратиться за помощью к преподавателю или лаборанту.

10 ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ И ЗАЩИТЫ ОТЧЁТОВ

Все практические задания или все лабораторные работы, выполненные студентом за семестр, оформляются согласно требованиям Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) в общий отчёт с единой обложкой на листах формата А4, которые сброшюровываются по левой длинной стороне скоросшивателем или степлером в двух местах. На титульном и всех последующих листах выполняется **чертёжная рамка**: поле слева по длинной стороне 20 мм, с трёх других сторон – по 5 мм. Титульный лист является **первым**, но не нумеруется. Схема заполнения титульного листа приведена на рисунке 10.1

Основная надпись (чертёжный штамп в нижней части листа) на первом листе **каждой задачи и каждой лабораторной работы**, оформленных в отчёте, выполняется согласно ГОСТ 2.104-2006 по форме 2, приведенной на рисунке 10.2, преподаватель ставит в ней свою подпись при защите данной задачи или лабораторной работы, на последующих листах – по форме 2а, приведенной на рисунке 10.3, где никаких фамилий и подписей не ставится.

Текст отчёта набирается на компьютере шрифтом Times New Roman размером 14 пт. Внутри таблиц допускается 12 или 10 размер шрифта. Межстрочный интервал в основном тексте – 1,5, в таблицах – 1,0. Первый и каждый новый абзац текста начинаются с красной строки единого для всего отчёта размера в 12...15 мм. Жирный шрифт применяется только в названиях разделов.

Подписуочная надпись имеет форму:

Рисунок 1 – Эскиз шарикоподшипника: 1 – кольцо наружное; 2 – тело качения (шарик); 3 – крышка; 4 – заклёпка; 5 – кольцо внутреннее; 6 – сепаратор

Пример оформления таблицы приведён ниже. Надпись над таблицей имеет следующую форму и месторасположение:

Таблица 1 – Результаты измерений размеров поверхностей длинномерного предмета, мм

№ п/п	Модель рулетки	Цена деления шкалы	Погрешность измерения	Размеры
1	РСЖЗ-3м	1,0	0,5	753,5

Если таблица не уместается на одной странице, то её продолжение на следующей странице оформляется следующим образом:

Продолжение таблицы 1

Точка после названий разделов и подразделов, подрисуночных и надтабличных надписей, а также последней цифры их нумерации **не ставится**.

Формулы расчётов располагаются посередине листа и состоят из четырёх частей: первая часть – искомая величина в буквенном выражении, затем, через знак «равно» – вторая часть в буквенных выражениях, применяемых для вычисления величин, затем, через знак «равно» – третья часть в числовых значениях каждой величины, затем, через знак «равно» – четвёртая часть в виде числового ответа. Каждая формула предваряется текстом, поясняющим, какая величина определяется, и указывающим единицы измерения. За формулой следует расположить пояснения используемых величин с указанием единиц их измерения. Например:

Площадь круга, м²:

$$A = \pi r^2 = 3,14 \cdot 5 = 15,7 ,$$

где $\pi = 3,14$ – отношение длины окружности к радиусу круга (величина постоянная);

r – радиус круга, м.

Задачи или работы рекомендуется оформлять по отдельности без обложки, не указывая страниц, и сдавать на защиту отдельно от остальных. Перед защитой практического задания или лабораторной работы студент должен полностью закончить их оформление, поставить в соответствующие графы основной надписи свою **подпись и дату** представления на защиту.

Кроме того, следует подготовиться к **объяснению** о проделанной работе:

- 1) уметь рассказать, **что и как делал практически**;
- 2) уметь объяснить **рисунки**;
- 3) пояснить в формулах **названия и числовые значения величин**;
- 4) подготовить и знать **ответы на теоретические вопросы**, приведённые в методических указаниях.

Все практические задания и лабораторные работы, после защиты сброшюровываются в единый альбом.

Критерии положительной оценки преподавателем оформленного отчёта и ответов студента:

исходные данные для работ и расчётов должны соответствовать варианту студента;

практическое задание или лабораторная работа должны быть выполнены полностью и отчёт оформлен по приведённым выше правилам (**оформительские ошибки не допускаются**);

дан правильный ответ **с первого раза на два вопроса преподавателя** по любым двум из пяти видов **объяснений**

о проделанной работе (выделены жирным шрифтом в предыдущем абзаце). Ответ на каждый вопрос должен быть дан **с первой попытки**. При отсутствии ответа или неправильном ответе студенту даётся возможность подготовиться по заданному вопросу и повторить попытку ответить на него правильно, а после правильного ответа задаётся второй вопрос по этой же теме, на который также нужно ответить с первой попытки. Если студент снова не даёт правильный ответ, ему предоставляется возможность подготовиться и повторить попытку ответить на тот же не отвеченный вопрос, после правильного ответа на него задаётся третий вопрос, на который нужно ответить также с первой попытки. При отсутствии ответа с первой попытки на третий вопрос защита отчёта этому студенту переносится на другой день, где повторяется та же процедура, и так до правильного ответа на каждый вопрос **с первой попытки**.

Рекомендуется оформлять и защищать отчёты по учебным работам через одну-две недели после их выполнения на занятиях.

Если промежуточной аттестацией по дисциплине является **зачёт**, то зачёт выставляется студенту преподавателем после сдачи альбома, содержащего зачтённые преподавателем все задачи и лабораторные работы, а также предоставления для проверки полных **написанных** собственноручно студентом конспектов лекций.

Если промежуточной аттестацией по дисциплине является **экзамен**, то студент допускается до экзамена только после сдачи альбома, содержащего зачтённые преподавателем все задачи и лабораторные работы. На экзамене за знание теоретической части в объёме данного учебного пособия выставляется «удовлетворительно», а для «хорошо» или «отлично» следует ответ на вопросы

иллюстрировать рисованием схем, эскизов и/или приводить более подробные сведения из учебников.

	5 мм ИНСТИТУТ ГРАЖДАНСКОЙ ЗАЩИТЫ Кафедра «Общеинженерные дисциплины» Кафедра «Защита в чрезвычайных ситуациях и управление рисками» Практические задания и лабораторные работы по дисциплине: «Детали машин и основы конструирования» <table style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">Выполнила: <i>(подпись)</i></td> <td style="width: 50%;">А. С. Семакина</td> </tr> <tr> <td>студентка группы ЗЧС-21</td> <td>«__»____2018 г</td> </tr> </table> <table style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">Принял:</td> <td style="width: 50%;">Н. А. Перминов</td> </tr> <tr> <td>доцент, к.т.н.</td> <td>«__»____2018 г</td> </tr> </table> Ижевск 2018 5 мм	Выполнила: <i>(подпись)</i>	А. С. Семакина	студентка группы ЗЧС-21	«__»____2018 г	Принял:	Н. А. Перминов	доцент, к.т.н.	«__»____2018 г
Выполнила: <i>(подпись)</i>	А. С. Семакина								
студентка группы ЗЧС-21	«__»____2018 г								
Принял:	Н. А. Перминов								
доцент, к.т.н.	«__»____2018 г								

20 мм

*

*

Рисунок 10.1 – Схема заполнения титульного листа формата А4: * – место скрепления листов альбома; 20 мм и 5 мм – эти надписи на листе не проставляются, обозначают размер ширины соответственно левого поля и верхнего, правого и нижнего полей листа

Diagram of a rectangular form with dimensions 185 (width) and 5*8=40 (height). The form is divided into several sections. The top section has a width of 185 and a height of 5. Below this, the form is divided into three main vertical sections. The left section has a width of 7+10+23+15+10=65 and a height of 5. The middle section has a width of 185-65=120 and a height of 5. The right section has a width of 15+17+18=50 and a height of 5. The form contains fields for 'Изм./Лист', '№ докум.', 'Подп.', 'Дата', 'Лит.', 'Лист', 'Листов', 'Н. контр.', and 'Удоб'.

Рисунок 10.2 – Основная надпись по форме 2 согласно ГОСТ 2.104-2006: в правом верхнем поле – вид работы: «Лабораторная работа №...», «Задача №...»; в среднем нижнем поле – тема работы; в поле «Лист» – номер листа; в поле «Листов» – общее сквозное количество листов в отчёте; в правом нижнем поле – номер группы студента

Diagram of a rectangular form with dimensions 185 (width) and 5*3=15 (height). The form is divided into several sections. The top section has a width of 185 and a height of 5. Below this, the form is divided into three main vertical sections. The left section has a width of 7+10+23+15+10=65 and a height of 5. The middle section has a width of 185-65=120 and a height of 5. The right section has a width of 10 and a height of 5. The form contains fields for 'Изм./Лист', '№ докум.', 'Подп.', 'Дата', 'Лит.', 'Лист', 'Листов', 'Н. контр.', and 'Удоб'.

Рисунок 10.3 – Основная надпись по форме 2а согласно ГОСТ 2.104-2006: в правом верхнем поле – надпись «Лист»; в правом нижнем поле – номер листа по порядку в отчёте; в среднем поле – вид работы: «Лабораторная работа №...», «Задача №...» и т.п. Поля двух левых верхних строк не заполняются

11 РУБЕЖНЫЙ КОНТРОЛЬ

Изучение разделов механики «Статика» и «Детали машин и основы конструирования» позволит сформировать следующие компетенции обучающегося:

способность использовать методы расчётов элементов технологического оборудования по критериям работоспособности и надёжности (ПК-4);

способность использовать законы и методы математики, естественных, гуманитарных и экономических наук при решении профессиональных задач (ПК-22).

Основной технологией оценки уровня сформированности компетенций является балльно-рейтинговая система успеваемости студентов:

общее количество баллов – 100;

количество рубежных контролей – 2;

текущая работа студента оценивается в 30 баллов за один рубежный контроль, в том числе выполненные и зачтённые практические и лабораторные работы, отсутствие занятий без уважительных причин.

При невыполнении:

не решение одной задачи к сроку рубежного контроля – минус два балла;

невыполнение лабораторной работы – минус два балла;

непосещение одного занятия без уважительной причины – минус два балла.

Для допуска к экзамену студент по итогам двух рубежных контролей должен набрать не менее 40 баллов.

Промежуточная аттестация (зачёт или экзамен) по итогам освоения дисциплины предполагает максимальное количество баллов – 40.

Студенту, не сдавшему к рубежному контролю отчётов по проделанным лабораторным работам и задачам, могут быть поставлены дополнительные баллы для допуска к экзамену за навёрстанное позднее упущение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК
(имеются в наличии в библиотеке УдГУ
на год издания)

1 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.1. – 9-е изд., перераб. и доп. / В. И. Анурьев. Под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.*

2 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.2. – 9-е изд., перераб. и доп. / В. И. Анурьев. Под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с. *

3 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.3. – 9-е изд., перераб. и доп. / В. И. Анурьев. Под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.*

4 Гузенков П. Г. Детали машин: учеб. для немашиностроит. спец.вузов / П. Г. Гузенков. – 4-е изд., исправленное – Репр. изд. – М.: Альянс, 2012. – 358с.

5 Иванов М. Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов /М. Н. Иванов, В. А. Финогенов–10-е изд.исп.–М.: Высшая школа, 2006. – 408 с.

6 Перминов, Н. А. Проектирование электромеханических приводов и конструирование деталей машин : учеб.-метод. пособие / Н. А. Перминов. – Ижевск: ИЦ «Удмуртский университет», 2010. – 59 с.* – Режим доступа: <http://elibrary.udsu.ru/xmlui/handle/123456789/6353>.

7 Перминов, Н. А. Материаловедение и технология конструкционных материалов для нетехнических направлений обучения : учеб. пособие / Н. А. Перминов. – Ижевск: ИЦ «Удмуртский университет», 2016. – 138 с.* – Режим доступа: <http://elibrary.udsu.ru/xmlui/handle/123456789/14621>.

8 Неразъемные соединения : учеб.-метод. пособие / Сост. О. А. Волжанова. – Ижевск : ИЦ «Удмуртский уни-

верситет», 2012. – 39 с. – Режим доступа : <http://elibrary.udsu.ru/xmlui/handle/123456789/10031>

9 Резьбовые соединения : учеб.-метод. пособие / Сост. О. А. Волжанова. – Ижевск: ИЦ «Удмуртский университет», 2012. – 61 с. – Режим доступа : <http://elibrary.udsu.ru/xmlui/handle/123456789/10034>.

10 Схемы кинематические принципиальные : учеб.-метод. пособие /Сост. О. А. Волжанова. – Ижевск : 2012. – 33 Режим доступа : <http://elibrary.udsu.ru/xmlui/handle/123456789/10032>.

11 Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / А. Е. Шейнблит – изд-е 2-е, перераб. и дополн. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.*

Примечание: * – источники использованы для цитирования по соответствующим темам.

Указанные в квадратных скобках, но не цитированные источники – имеются в библиотеке УдГУ и предлагаются к использованию студентам для более полного раскрытия излагаемых тем и как справочные материалы.

Учебное издание

Перминов Николай Алексеевич

**ДЕТАЛИ МАШИН
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
ДЛЯ НЕТЕХНИЧЕСКИХ
НАПРАВЛЕНИЙ ОБУЧЕНИЯ**

Учебное пособие

Отпечатано в авторской редакции
с оригинал-макета заказчика

Подписано в печать _____. Формат 60x84 1\16

Печать офсетная. Усл.-печ. л. Уч.-изд. л.

Тираж 80 экз. Заказ № _____

Издательский центр «Удмуртский университет»
426034, г. Ижевск, ул. Университетская, д. 1, корп. 4

