

В.И. СТЕПЫГИН, Е.Д. ЧЕРТОВ

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-справочное пособие для студентов,
обучающихся с использованием дистанционных
образовательных технологий.

Предназначено в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по направлениям подготовки специалистов 655700 – 655900 – «Технология сырья и продуктов животного происхождения», «Производство продуктов питания из растительного сырья», 655800 – «Пищевая инженерия»

УДК 30.4.6
ББК 30.2
С 79

Научный редактор профессор Е.Д.Чертов

Рецензенты:

Кафедра "Деталей машин и теории механизмов" Московского государственного университета прикладной биотехнологии
зав. каф. д.т.н., профессор Л.И. Маркус;
д.т.н., профессор В.Р. Карамышев.

Степыгин В.И., Чертов Е.Д.

Детали машин. Учебно-справочное пособие для студентов, обучающихся с использованием дистанционных образовательных технологий, 2004, с. 189, ил.83.

Учебное пособие отвечает требованиям ООП по направлениям подготовки дипломированных специалистов 655900 "Технология сырья и продуктов животного происхождения", 655800 "Пищевая инженерия" и 655700 "Производство продуктов питания из растительного сырья". В нем базисно излагаются теоретические основы курса «Детали машин» и подробно рассматриваются расчеты наиболее часто встречающихся в пищевой промышленности видов соединений деталей машин, механических передач и узлов трения.

В издании приведены задания к курсовому проекту, указан порядок выполнения расчета передач и способы проектирования деталей и узлов, даны рекомендации и примеры отдельных видов расчета., необходимый справочный материал. К пособию прилагаются материалы на электронных носителях для самоконтроля и подготовки к аттестации по предмету.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Задача настоящего издания, предназначенного для студентов, обучающихся с использованием дистанционных образовательных технологий, состоит в том, чтобы исходя из заданных условий работы деталей и узлов машины, усвоить методы, правила и нормы проектирования, обеспечивающие выбор наиболее рациональных для них материалов, форм и размеров.

Краткое содержание курса «Детали машин», приведенное в пособии в сжатой и ясной форме, позволяет студентам уже на начальной стадии освоения учебного курса познакомиться с содержанием дисциплины, общепринятой классификацией деталей машин по эксплуатационному признаку, требованиями к группам деталей. Такое предварительное ознакомление с основами учебного материала создает предпосылки для более глубокого изучения разделов предмета при проработке рекомендуемых информационных источников.

Теоретическое освоение учебного материала наряду с упражнениями расчетного характера, приведенными в настоящем издании в виде контрольных задач и курсового проекта, помогают студентам глубже понять смысл отдельных зависимостей, расчетных коэффициентов, допущений и конструктивных решений, встречающихся в курсе.

Для оказания помощи студентам при выполнении контрольных работ и проекта в данном пособии излагаются решения типовых задач по основным разделам учебной дисциплины, приводится минимально необходимый объем справочного материала и извлечений из стандартов по отдельным параметрам деталей машин. Авторы не ставили цель дать в пособии

исчерпывающие сведения по теории и практике проектирования деталей машин, предполагая, что для успешного освоения курса и выполнения самостоятельных видов работ студенты должны использовать и другие литературные источники учебного и справочного характера, атласы конструкций деталей машин.

К изданию прилагается тренинговая компьютерная программа в виде вопросов и ответов, охватывающая все разделы курса и позволяющая определить объем и глубину освоения предмета. Приведенные на электронных носителях упражнения предполагают большую самостоятельность студентов при конструировании своих ответов – решений, развитие навыков выбора правильного решения из анализа нескольких вариантов альтернативных ответов. Приведенные правильные ответы позволяют не только сверить результаты своего анализа и решения, но и при необходимости оказать студенту методическую помощь. Программа написана для просмотра в браузере Internet Explorer в формате HTML.

ГЛАВА 1

Методические рекомендации по изучению дисциплины

Студенты механических специальностей изучают дисциплину «Детали машин», немеханических специальностей - раздел «Детали машин» дисциплины «Техническая механика» или «Прикладная механика» (специальности 270100 - 271100) по программам, составленным в соответствии с Государственными образовательными стандартами.

Порядок изучения дисциплины «Детали машин» рекомендуется следующий:

- 1) ознакомление с содержанием учебной программы;
- 2) изучение теоретических основ дисциплины по всем разделам курса;
- 3) ответы на вопросы для самопроверки;
- 4) выполнение контрольных работ.

В период лабораторно-экзаменационной сессии студент прослушивает лекционный курс, выполняет лабораторные работы и сдает экзамен.

1.1. Предмет и задачи дисциплины

Данная тема является вводной. Важнейшим средством интенсификации производства и повышения производительности труда является механизация технологических процессов. в частности в пищевой промышленности, и автоматизация производства на основе повышения быстроходности и мощности машин при снижении их металлоемкости; создание автоматических линий, включенных в гибкие производственные системы, развитие робототехники. Повышение мощности и быстроходности, и следовательно, производительности машины, хотя и улучшает ее

технико-экономические показатели, однако увеличивает динамические нагрузки в деталях и узлах, что требует применения более современных механизмов, высококачественных материалов, деталей, изготовленных с высокой точностью. Разработка рациональных методов расчета и проектирования деталей машин – основа создания новых машин автоматического действия.

Рационально спроектированная и правильно созданная машина должна быть долговечной, экономичной, удобной в работе и безопасной в обслуживании.

Приступая к изучению дисциплины, следует ознакомиться и с историей развития теории машин, методов расчетов деталей и конструкций, ролью отечественных и зарубежных ученых в развитии этих наук.

Вопросы для самопроверки

1. Каковы основные задачи курса «Детали машин» и его связь с другими общетехническими дисциплинами? 2. Укажите современные тенденции в развитии машиностроения. 3. Расскажите о роли отечественных и зарубежных ученых в развитии учения о построении машин и методов расчетов деталей.

1.2. Основы конструирования и расчета деталей машин

Механизмом называют систему тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.

Машина - механизм и сочетание механизмов, выполняющие механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического труда человека. В зависимости от основного назначения различают энергетические, технологические, транспортные и информационные машины.

Машины и механизмы состоят из деталей - элементов, изготовленных из материала одной марки. Совокупность деталей, соединенных посредством сборочных операций и предназначен-

ных для совместной работы называют сборочной единицей (узлом).

Детали и узлы машин должны удовлетворять следующим требованиям: *работоспособности, надежности, технологичности, экономичности, эстетичности.*

Работоспособность деталей оценивается рядом критериев, которые диктуются условиями их работы. К ним относятся: прочность, жесткость, устойчивость, износостойкость и теплоустойчивость. С учетом тех или иных критериев ведется расчет, цель которого - определение размеров деталей машин.

Приступая к расчету и проектированию детали, выбирают материал для ее изготовления. Проблемы выбора материала детали имеют конструкционный, технологический и экономический аспекты. Поэтому необходимо хорошо знать все материалы, применяемые в машиностроении, их марки, механические и технологические свойства, области применения, способы обработки и способы поверхностного упрочнения деталей. Следует помнить, что стоимость машины в большей степени определяется стоимостью материалов и изготовления ее деталей, их массой. Следовательно, расчеты нужно увязывать с экономическими требованиями.

Прочность детали оценивают допускаемыми напряжениями, запасами прочности. вероятностными разрушениями и другими способами. Нагрузки (напряжения) в зависимости от условий эксплуатации различаются по характеру нагружения (поверхностные и объемные, сосредоточенные и распределенные) и по характеру изменения во времени (статические и циклические - постоянные и переменные). При проверочном расчете на прочность следует наряду с характером действия нагрузок учитывать влияние конструктивных и технологических факторов (концентрации напряжений, масштабного фактора, состояния поверхности и др.).

Надежность – способность механизма сохранять свои выходные параметры в установленных пределах в течение заданного промежутка времени. Основные способы повышения надежности деталей и узлов машин: обоснованность выбора материала и назначения размеров деталей; компоновка узла изде-

лия с минимально возможным числом деталей; обеспечение высокой контролеспособности деталей и конструкций при изготовлении, сборке и эксплуатации; применение в конструкциях предупреждающих и предохраняющих устройств; разработка системы технических осмотров и обслуживания. Основным показателем надежности является вероятность безотказной работы, которая для механизма или машины равна произведению безотказной работы всех их узлов и деталей. На снижение себестоимости изготавливаемых машин большое влияние оказывает технологичность конструкций. Современное машиностроение развивается на базе применения самых совершенных технологий изготовления деталей, широкого внедрения сварных деталей и конструкций, повышения точности изготовления деталей, их взаимозаменяемости и стандартизации, применения поточной сборки и автоматизированного контроля.

Вопросы для самопроверки

1. Какая разница между механизмом и машиной? 2. Что такое узел и деталь? Какие детали называют деталями общего назначения. 3. Какие требования предъявляются к узлам и деталям? 4. Назовите основные критерии работоспособности и их значение; в чем сущность расчетов деталей машин по этим критериям? 5. Назовите основные машиностроительные материалы и области их применения, виды термической и химико-термической обработки металлов и их сплавов. 6. Какие различают методы определения допускаемых напряжений и запасов прочности? 7. Какие факторы влияют на значения допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности? 8. Что понимается под надежностью машин и их деталей? 9. Назовите основные способы повышения надежности и долговечности машин. 10. Какими путями достигается снижение стоимости машин при их проектировании, изготовлении и эксплуатации?

1.3. Соединения деталей машин

Соединения деталей делятся на две основные группы: неразъемные и разъемные. Неразъемные соединения (сварные, заклепочные, паяные, клеевые, с натягом) можно разобрать, лишь путем разрушения соединяющих элементов или повреждения посадочных поверхностей. Разъемные (резьбовые, шпоночные, шлицевые, клеммовые, штифтовые, профильные) соединения допускают разборку без разрушения соединяющих элементов.

Сварные, паяные и клеевые соединения.

В машиностроении применяют следующие виды сварки: электродугую (ручную, автоматическую), газовую, электрошлаковую, контактную.

В зависимости от расположения соединяемых частей различают следующие виды сварных соединений: стыковые, нахлесточные, с накладками, угловые, тавровые. В этих соединениях применяются стыковые и угловые швы.

Основное требование при проектировании сварных конструкций – в равнопрочности шва и соединяемых им деталей. Как правило, расчет сварных швов носит проверочный характер. Стыковые швы рассчитывают на растяжение. Угловые швы рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссектрисной плоскости прямого угла поперечного сечения шва. В ряде конструкций швы испытывают сложное напряженное состояние.

Паяное соединение образуется за счет физико-химического взаимодействия легкоплавкого сплава (припоя) в жидкой фазе и материала деталей и образования между швом и соединяемыми элементами прочной связи. Известны методы температурной (посредством паяльника, газовой горелки) и высокотемпературной (капиллярной, диффузионной, контактно-реактивной, металлокерамической) пайки.

Припой должны хорошо смачивать обезжиренные поверхности деталей. В качестве припоев применяют чистые металлы и (в основном) сплавы на основе олова, меди, серебра и др. В конструкциях паянных узлов обычно применяют соединения вна-

хлестку. Расчет паяных соединений встык и внахлестку аналогичен расчету сварных соединений.

Соединения деталей с помощью клея, образующего между ними тонкую прослойку, называют клеевыми. С помощью клеев можно соединить как однородные материалы, так и металлы и неметаллы.

Клеевые соединения конструктивно подобны сварным и в особенности паяным соединениям. Прочность соединений пропорциональна площади склеивания. Клеевые швы обладают обычно достаточно большой прочностью при сдвиге и невысокой прочностью при изгибе шва. Применяются комбинации из клеевого и точечного сварного соединения (клеесварное).

Вопросы для самопроверки

1. Какие виды сварки распространены в промышленности?
2. Какие преимущества и недостатки имеют сварные соединения по сравнению с клепаными, литыми и коваными?
3. Укажите типы сварных швов.
4. Как рассчитывают сварные соединения, выполненные встык и внахлестку, нагруженные сдвигающим усилием и моментом?
5. Приведите расчет сварного соединения, испытывающего действие крутящего момента.
6. Как выбирают допускаемые напряжения для стыковых и угловых швов при статических и переменных нагрузках?
7. Где применяют паяные соединения?
8. Укажите основные виды припоев и их применение для пайки конструкций.
9. Как рассчитывают на прочность паяные соединения?
10. Каковы достоинства и недостатки клеевых соединений по сравнению со сварными? Область их применения.
11. Клеевые составы и их применение для склеивания различных материалов.
12. Как ведется расчет клеевых соединений на сдвиг и на отрыв?

Заклепочные соединения

Соединения собирают путем установки заклепок (сплошных или полых цилиндрических стержней с закладной головкой) в предварительно подготовленные отверстия в дета-

лях и последующей осадки второй замыкающей головки. Применяются в особо ответственных конструкциях, воспринимающих интенсивные вибрационные или большие повторные ударные нагрузки, а также в конструкциях, не допускающих нагрева при сварке, отпуска или коробления.

По назначению различают прочные и прочноплотные заклепочные швы. При расчете заклепочного шва диаметр заклепок принимают в зависимости от толщины соединяемых деталей. По диаметру вычисляют шаг и другие размеры шва. Затем производят проверочный расчет заклепок на прочность. Заклепки прочноплотных швов условно рассчитывают на срез, а прочных – на срез и смятие.

Иногда применяется клеезаклепочное соединение, представляющее собой комбинированное соединение, отличающееся от обычных заклепочных герметичностью и большей долговечностью при действии переменных нагрузок.

Вопросы для самопроверки.

1. Какие вы знаете конструкции заклепок и из каких материалов они изготавливаются? 2. На какие виды делятся заклепочные швы? 3. По какому диаметру производится расчет заклепок на прочность и какой диаметр указывается в спецификации на заказ заклепок? 4. Как рассчитывают заклепочное соединение, нагруженное сдвигающим усилием и моментом, действующим в плоскости наложения листов? 5. Как рассчитывают прочные заклепочные швы? 6. Как выбирают допускаемые напряжения при знакопеременных нагрузках? 7. Укажите области применения заклепочных соединений.

Соединения с натягом (прессовые)

Соединения деталей машин с разностью посадочных размеров осуществляют за счет их предварительной деформации. Наиболее распространены цилиндрические соединения, применяющиеся при больших, особенно динамических, нагрузках и отсутствии необходимости в частой сборке и разборке. Детали

соединяют преимущественно механическим или тепловым способом.

Натяг осуществляется изготовлением соединяемых деталей с требуемой разностью их посадочных размеров. Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта деталей.

Величину натяга и соответственно вид посадки определяют в зависимости от требуемого давления создаваемого силами упругости деформированных деталей. После определения необходимой посадки, соединяемые детали проверяются на прочность.

Вопросы для самопроверки.

1. Какие прессовые соединения вы знаете и как они осуществляются? 2. Приведите примеры соединений деталей с гарантированным натягом. 3. От чего зависит нагрузочная способность соединения с натягом? 4. Как осуществляют сборку соединения тепловым способом? 5. Как рассчитывают цилиндрическое прессовое соединение деталей при нагружении осевой силой и крутящим моментом?

Резьбовые соединения

Области использования соединений с помощью резьбы необычайно широки, свыше 60 % всех деталей машин имеет резьбу. Резьбу получают методом резания, накатыванием, литьем и прессованием. Основной крепежной резьбой является метрическая. Она имеет треугольный профиль сечения с углом 60°. Метрическая резьба бывает с крупным и мелким шагом.

Для предотвращения самоотвинчивания крепежных резьб они делают самотормозящими, т.е. угол подъема резьбы всегда меньше приведенного угла трения. Однако при работе резьбовых соединений с сотрясениями, толчками и ударами этого условия недостаточно и поэтому обычно пользуются гаечными замками: контргайка, пружинная шайба, шайбы со стопорными зубьями.

Резьбу крепежных деталей рассчитывают на срез и смятие. Но так как размеры стандартных болтов отвечают условию их прочности, то расчет болтового соединения производят по одному критерию работоспособности - прочности нарезанной части стержня. Из расчета стержня на прочность определяют номинальный диаметр резьбы болта. Расчетная сила определяется в зависимости от вида болтового соединения (без предварительной затяжки или с предварительной затяжкой), направления внешней силы (осевая или в плоскости стыка).

Вопросы для самопроверки

1. Назовите типы резьбы по назначению и геометрической форме. Виды метрической резьбы. 2. Почему метрическая резьба с крупным шагом имеет преимущественное применение? Когда применяют резьбы с мелкими шагами? 3. Как определить усилие по оси болта, если известен скручивающий момент? 4. Приведите расчет болта, нагруженного осевой силой. 5. Как учитывается крутящий момент при расчете болтов, установленных с предварительной затяжкой? 6. В чем различие расчета затянутых и незатянутых болтовых соединений? 7. Приведите расчет болтов, нагруженных силой поперек оси болта (болт поставлен в отверстие с зазором и без зазора). 8. Какие устройства применяют для разгрузки болта от поперечной силы? 9. Какова методика расчета групп болтов? 10. Как выбирают допускаемые напряжения для болтов при действии на них статических и переменных нагрузок? 11. Что предусматривают против самоотвинчивания винтов и гаек? 12. Как рассчитывают болты клеммовых соединений?

Шпоночные, шлицевые и профильные соединения

Они служат для передачи крутящего момента от вала к ступице детали (зубчатого колеса, шкива и т.п.) или, наоборот, от ступицы к валу.

Основные виды шпонок стандартизированы. Различают напряженные (клиновые) и ненапряженные (призматические и сегментные) шпонки.

При проектировании шпоночного соединения ширину и высоту шпонок принимают по соответствующему ГОСТу в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки принимают в зависимости от конструктивных соображений и согласовывают с ГОСТом. Далее производят проверочный расчет. Ненапряженные шпонки рассчитываются на срез и смятие, а напряженные на смятие.

Шлицевые (зубчатые) соединения представляют собой многошпоночные соединения, у которых шпонки изготовлены заодно с валом. По форме поперечного сечения шлицы (зубья) выполняются прямоугольными, эвольвентными, треугольными.

Число и размеры поперечного сечения шлицев принимают в зависимости от диаметра вала по соответствующему ГОСТу. Длина шлицев определяется из конструктивных соображений. После этого производится проверочный расчет шлицевого соединения на смятие.

Профильными называются соединения, в которых ступица насаживается на фасонную поверхность вала, что обеспечивает жесткое фиксирование деталей в окружном направлении и передачу вращения. Сложность изготовления профильной поверхности ограничивает область применения соединений.

Вопросы для самопроверки

1. Какие шпонки применяются для ненапряженных и напряженных соединений? 2. Как определяют размеры шпонок? 3. Как проводится проверочный расчет призматических и сегментных шпонок? 4. Какими преимуществами обладают шлицевые соединения по сравнению со шпоночными? 5. Дайте классификацию шлицевых соединений. 6. Назовите способы центрирования шлицевых прямозубых и эвольвентных соединений. 7. Выполните проверочный расчет на прочность шлицевых соединений.

Конические и штифтовые соединения

В конических соединениях сборка деталей выполнена не по цилиндрическим, а по коническим поверхностям. Обычно конические соединения применяют для закрепления деталей на концах валов.

Передача момента вращения от вала к ступице детали осуществляется за счет сил трения. Трение в соединении вызывается натягом, создаваемым осевым смещением, которое выполняется затяжкой, например, с помощью гайки.

При расчете конических соединений определяют минимальную силу затяжки, при которой не произойдет относительный сдвиг поверхностей контакта при приложении крутящего момента.

В штифтовых соединениях фиксирование деталей осуществляется штифтами – деталями цилиндрической либо конической формы.

По назначению различают штифты установочные и крепежные. Основные типы штифтов стандартизированы. Штифтовое соединение, подобно заклепчному, работает на срез и смятие.

Вопросы для самопроверки

1. В каких случаях применяют конические соединения? 2. Чем контролируется усилие затяжки в процессе сборки? 3. Что представляют собой штифты и для каких целей они служат? 4. Как рассчитывают крепежные штифты (радиальные и осевые)?

1.4. Механические передачи

Механические передачи – устройства, служащие для согласования кинематических и силовых характеристик между двигателем и исполнительным органом машины. В курсе «Детали машин» преимущественно рассматривают:

- передачи вращательного движения, подразделяющиеся на передачи зацеплением (зубчатые, волновые, червячные, цепные) и трением (ременные, фрикционные);
- передачи, преобразующие вращательное движение в поступательное (винтовые механизмы скольжения и шариковинтовые механизмы).

Зубчатые и волновые передачи

Простейшая зубчатая передача состоит из двух колес с зубьями, посредством которых они сцепляются между собой. По форме колес различают цилиндрические, конические, эллиптические, фигурные зубчатые передачи.

Наиболее распространены зубчатые колеса круглой формы, т.е. цилиндрические и конические. С помощью конической зубчатой передачи осуществляется вращение между валами, геометрические оси которых пересекаются. По форме и расположению на зубчатом колесе различают прямые, косые, шевронные, круговые и другие криволинейные зубья.

Постоянство передаточного отношения зубчатой передачи обеспечивается формой профиля зубьев. Наибольшее распространение получил эвольвентный профиль, так как он отличается простотой изготовления (методом копирования или огибания). Для передач больших постоянных нагрузок часто находят применение зубчатые передачи Новикова, которые имеют косые зубья с нормальным профилем, выполненным по дугам окружностей.

При нарезании зубчатых колес с числом зубьев эвольвентного профиля меньше некоторого предельного значения происходит подрезание ножек зубьев, в результате чего прочность значительно снижается. Для устранения подрезания применяют зубчатые зацепления со смещением или так называемые коррегированные зубчатые передачи. Коррекция зацепления может быть высотной или угловой. Предельные значения смещений инструмента при нарезании зубчатых колес можно определить с

помощью специальных расчетных графиков - так называемых блокирующих контуров.

К основным геометрическим параметрам, характеризующим зубчатое зацепление, относятся: модуль, угол зацепления, диаметры делительной, начальной и основной окружностей, коэффициент перекрытия.

Основными причинами выхода из строя зубчатых передач являются: усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев, поломка зубьев, абразивный износ, заедание зубьев. В настоящее время расчет зубчатых передач проводится только по двум критериям - на поверхностную контактную прочность и на прочность по напряжениям изгиба. Для закрытых зубчатых передач первый расчет является проектным, а второй проверочным.

Главной кинематической характеристикой зубчатой передачи является ее передаточное отношение. Передаточное отношение одной пары зубчатых колес ограничено предельным значением. Для получения больших передаточных чисел используются сложные зубчатые механизмы: ступенчатые, планетарные, волновые передачи.

Ступенчатый зубчатый механизм представляет собой ряд последовательно подключенных зубчатых передач.

Планетарная зубчатая передача имеет зубчатые колеса с перемещающимися геометрическими осями. Кроме больших передаточных чисел планетарная передача более компактна и обладает меньшей массой. Однако планетарные передачи по сравнению с обыкновенными требуют повышенной точности изготовления и сложнее в сборке.

Волновая передача в кинематическом отношении представляет собой планетарную передачу с одним гибким зубчатым колесом. Вращательное движение осуществляется от ведущего звена к ведомому благодаря бегущей волновой деформации зубчатого колеса. Достоинства волновой передачи - большие передаточные числа ($i = 1000$), высокая нагрузочная способность и возможность передачи движения в герметизированное пространство. Однако волновые передачи сложны по конструкции, у них малы надежность и долговечность гибкого зубчатого ко-

леса, имеют значительные потери мощности на трение и на деформацию гибкого зубчатого колеса.

Механизм, состоящий из зубчатых передач, установленных в закрытом корпусе и служащих для снижения угловой скорости и повышения крутящего момента на ведомом валу, называется редуктором. В случае необходимости регулирования скорости на выходном валу редуктора его передаточное число можно сделать изменяющимся путем осевого сдвига некоторых зубчатых колес. Такие конструкции называются коробками передач. Изучая зубчатые передачи, надо обратить внимание на определение усилий, действующих в зацеплении, так как они являются исходными для расчета валов и подбора подшипников.

Вопросы для самопроверки

1. Принцип действия зубчатой передачи.
2. Каковы достоинства и недостатки зубчатых передач?
3. Как различают зубчатые передачи по взаимному расположению валов, размещению зубьев на колесе и форме профиля зуба?
4. Почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение?
5. Что такое модуль зацепления?
6. Как определить начальный и делительный диаметры зубчатого колеса?
7. Что такое передача со смещением, для чего она применяется?
8. Чем ограничивается минимальное число зубьев?
9. Какие основные параметры цилиндрических и конических зубчатых передач редукторов общего назначения нормализованы стандартом?
10. Что представляет собой зацепление Новикова? Каковы его достоинства и недостатки и где оно применяется?
11. Как определяется передаточное число зубчатой передачи?
12. По каким причинам выходят из строя зубчатые передачи и, соответственно, по каким напряжениям проводится расчет зубьев на прочность?
13. Какие колеса требуют более высокой степени точности изготовления и монтажа - цилиндрические или конические? Какие из них при одинаковых материалах и нагрузках быстрее выходят из строя?
14. Что называется редуктором? Классификация зубчатых редукторов.
15. Как определяют силы давления на валы со стороны колес в различных видах зубчатых передач?
16. Каковы преиму-

щества и недостатки планетарных передач по сравнению с другими зубчатыми передачами? 17. Укажите порядок кинематического и силового расчета планетарной передачи. 18. Как устроена и работает волновая зубчатая передача? Назовите основные элементы передачи. 19. Как определяют передаточное отношение волновой передачи?

Червячные передачи

Эти передачи относятся к зубчато-винтовым, состоящим из червяка (винта) и зубчатого (червячного) колеса. По форме внешней поверхности червяка передачи различают с цилиндрическими и глобоидными червяками. Геометрические оси червяка и колеса могут перекрещиваться под любым углом, но обычно он равен 90° .

Червячные передачи по сравнению с зубчатыми могут обеспечивать значительно большее передаточное число. Кроме больших передаточных чисел достоинствами червячных передач являются их компактность, плавность и бесшумность работы. Однако из-за наличия больших скоростей скольжения витков червяка по зубьям колеса в червячной передаче значительны потери мощности на трение, т.е. они имеют значительно меньший КПД по сравнению с зубчатыми передачами.

Во время работы витки червяка скользят по зубьям колеса. Для уменьшения износа материалы червяка и колеса должны образовывать антифрикционную пару.

В червячных передачах зубья червячного колеса, как менее прочные по сравнению с витками червяка, рассчитывают на контактную прочность и на изгиб; тело червяка рассчитывают на прочность и жесткость. Вследствие больших потерь в зацеплении из-за скольжения червячные передачи работают с большим выделением теплоты. Для предотвращения чрезмерного нагрева масла проводят тепловой расчет червячного редуктора, который сводится к определению температуры масла.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите виды червячных передач, какими преимуществами и недостатками они обладают по сравнению с зубчатыми.
2. Из каких материалов изготавливают червяки и червячные колеса?
3. Что влияет на выбор материала?
4. Как определяется КПД червячной передачи и редуктора?
5. Назовите основные факторы, влияющие на КПД.
6. Какие силы действуют на червяк и червячное колесо, как они направлены и как вычисляются?
7. Как производят расчет зубьев червячных колес на контактную прочность и на изгиб?
8. Приведите методику проверки тела червяка на прочность и жесткость.
9. В чем сущность теплового расчета червячных редукторов?
10. Назовите способы охлаждения червячных редукторов.

Винтовые передачи

Передача служит для преобразования вращательного движения в поступательное. Достоинство передачи - простота конструкций, высокая надежность, плавность и точность хода, возможность самоторможения. Основной недостаток - низкий КПД. С целью повышения КПД получают распространение шариково-винтовые механизмы, в которых между витками винта и гайки размещаются шарики, перемещающиеся по замкнутому каналу.

Передачи винт-гайка применяют в приборах, станках, подъемно-транспортных машинах, роботах и др.

Ходовые винты изготавливают из высокоуглеродистых сталей, гайки (в передачах с трением скольжения) из антифрикционных материалов (бронзы, латуни, чугунов). В передачах применяют трапецеидальную (ходовые и грузовые винты) и метрическую (установочные винты) резьбы.

Размеры передачи винт-гайка с трением скольжения определяют из расчета на износостойкость резьбы по среднему давлению на рабочих поверхностях винтов; тяжело нагруженные винты проверяют на прочность, а сжатые длинные винты - на устойчивость.

В винтовом шариковом механизме основные геометрические параметры резьбы и шариков назначают из условия обеспечения контактной прочности между шариком и витком винта.

Вопросы для самопроверки

1. Каковы достоинства и недостатки передачи винт-гайка и где ее применяют? 2. Назовите материалы, идущие на изготовление винтов и гаек. 3. Чем объясняется большой выигрыш в силе? 4. Расскажите об устройстве винтового шарикового механизма? 5. Как проверяют резьбу передачи на износостойкость? 6. Как проводят проверку винта на прочность и устойчивость? 7. Назовите основные этапы проектирования передачи винт-гайка с трением качения.

Цепные передачи

Основной элемент цепной передачи - приводная цепь, охватывающая звездочки, которые расположены на некотором расстоянии друг от друга. В приводах машин применяются цепи, которые по конструкции бывают: втулочные, роликовые, зубчатые и фасоннозвенные.

Основные геометрические характеристики цепи - шаг и ширина, а основная силовая характеристика - разрушающая нагрузка цепи, устанавливаемая опытным путем.

В пределах одного оборота скорость цепи и передаточное число не остаются постоянными. Это происходит вследствие конечного числа зубьев и многогранности звездочек. Непостоянство передаточного числа и скорости приводит к динамическим нагрузкам в виде ударов при входе в зацепление, которые тем больше, чем больше скорость цепи и ее шаг. Это заставляет ограничивать предельные значения частоты вращения малой звездочки.

Основной критерий работоспособности приводных цепей - износостойкость их шарниров. Соответственно расчет цепи заключается в расчете ее шарниров на износостойкость по допустимому давлению для шарниров.

Сила давления на валы в цепной передаче значительно меньше, чем в ременной, так как практически отсутствует сила предварительного натяжения. Кроме того, цепные передачи по сравнению с ременными более компактны и в них отсутствует проскальзывание. Основными недостатками цепных передач являются износ шарниров, вызывающий удлинение цепи и нарушение правильности зацепления; пульсация скорости цепи, приводящая к появлению дополнительных нагрузок, ударам и повышенному шуму.

Решающее влияние на долговечность цепной передачи оказывает смазывание цепи, которое может быть периодическим (с помощью масленки, капельным способом) и непрерывным (окунанием в масляную ванну, циркуляционной струей от насоса).

Вопросы для самопроверки

1. Назовите преимущества и недостатки цепных передач. 2. Назовите основные типы приводных цепей. Какие цепи следует применять в быстроходных передачах? 3. Каковы основные причины выхода из строя цепных передач? 4. Укажите причины дополнительных динамических нагрузок в цепных передачах. 5. Как определяется сила давления на вал от цепной передачи? 6. Как производится проверка приводной цепи на износостойкость? 7. Как осуществляется смазка цепной передачи?

Ременные передачи

Ременная передача состоит из бесконечного ремня, натянутого на два шкива.

В зависимости от формы поперечного сечения различают: плоские, клиновые, поликлиновые и круглые ремни. Применяются также зубчатые ремни, сочетающие преимущества плоских ремней и зубчатого зацепления.

Плоские ремни делают кожаными, хлопчатобумажными (цельнотканными или шитыми), прорезиненными, шерстяными,

из синтетических волокон или пластмассовой ленты (полиамидные ремни).

Клиновые ремни изготавливают двух конструкций: кордканевые и кордшнуровые.

Шкивы ременных передач изготавливают из чугуна, стали, легких сплавов, пластмасс и дерева. Основные размеры шкивов (диаметр, ширина обода, профиль канавок) регламентированы стандартами.

В ременных передачах действуют: сила начального натяжения ремня, силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня, окружная сила, центробежные силы, которые вызывают соответствующие напряжения. Кроме того, при огибании шкива в ремне возникают напряжения изгиба.

Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники. Из-за наличия силы предварительного натяжения сила давления на вал в несколько раз больше передаваемой окружной силы, что является существенным недостатком ременных передач.

Вследствие различного натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня возникает упругое скольжение ремня по шкивам, которое снижает КПД передачи. Кроме потерь на скольжение в ременной передаче имеют место потери на внутреннее трение в ремне и от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов. Обычно КПД составляет 0,95-0,96, но при неблагоприятных условиях работы может снижаться до 0,85.

Основные критерии расчета ременных передач: 1) тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом; 2) долговечность ремня. Если не будет выдержано первое условие, ремень начнет буксовать; если не будет выдержано второе условие, то ремень будет слишком быстро выходить из строя. В настоящее время основным является расчет по тяговой способности.

Вопросы для самопроверки

1. В чем преимущества и недостатки ременных передач по сравнению с другими? 2. Из каких материалов изготавливают плоские ремни? 3. Как устроены клиновые ремни? 4. Что такое при-

веденный коэффициент трения и какое значение он имеет для клиновых ремней? 5. В чем различие между упругим скольжением ремня по шкиву и буксованием? 6. Как влияет упругое скольжение на передаточное число ременной передачи? 7. Как определяется натяжение в ветвях ремня при холостом ходе и при передаче? 8. Каковы критерии работоспособности ременных передач? 9. Из какого материала изготавливают шкивы ременных передач? 10. Какие размеры шкивов стандартизированы? 11. Какие потери мощности имеют место в ременной передаче? 12. Как рассчитать силу давления ремня на вал в ременной передаче?

Фрикционные передачи

Простейшая фрикционная передача состоит из двух соприкасающихся между собой колес (катков, роликов, дисков). Необходимая сила трения для передачи вращения достигается прижатием одного катка к другому. Материалы колес должны иметь высокие коэффициенты трения.

Фрикционные передачи применяют в кинематических цепях приборов, транспортных машинах, прессах; их различают в зависимости от условий эксплуатации: работающие в сухую и работающие в масляной ванне.

Фрикционные передачи разделяют: конструктивно – на цилиндрические и конические; кинематически – с постоянным и переменным передаточным отношением.

Усталостное выкрашивание и износ - основные виды разрушения рабочих поверхностей фрикционных катков. Для предотвращения усталостного выкрашивания производят расчет на контактную прочность.

Вопросы для самопроверки

1. Перечислите основные виды фрикционных передач и области их применения? 2. Перечислите достоинства и недостатки фрикционных передач. 3. Укажите материалы фрикционных ко-

лес. 4. Каковы кинематические зависимости фрикционных передач? 5. Как определяют основные размеры катков фрикционных передач?

Вариаторы

Вариаторы служат для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего вала.

Вариаторы, работающие с использованием трения или зацепления, довольно широко распространены как в приборах, так и в различных машинах, так как по сравнению с электрическими и гидравлическими вариаторами они более просты, надежны и экономичны.

Главной характеристикой вариатора является диапазон регулирования – отношение наибольшей угловой скорости ведомого звена к его наименьшей угловой скорости.

В основном применяются вариаторы трех типов: с непосредственным контактом ведущего катка с ведомым (лобовые, конусные, многодисковые); с промежуточным звеном (торовые, шаровые, ременные и цепные); планетарные. Наличие в вариаторах с промежуточным элементом двух регулируемых колес позволяет расширить диапазон регулирования до 10.

Расчет вариаторов проводят соответственно с применяемыми в их конструкциях типов передач: фрикционных, ременных, цепных.

Вопросы для самопроверки

1. Какие устройства называют вариаторами? 2. Как определяется диапазон регулирования? 3. Назовите основные типы вариаторов. 4. Опишите конструкцию и работу лобового и торового вариаторов. 5. Опишите устройство и работу вариаторов с гибкой связью. Каковы основы их расчетов?

1.5. Оси и валы

Вращающиеся детали в машинах и механизмах устанавливают на осях и валах. Оси не передают вращающий момент и, следовательно, испытывают только деформацию изгиба. Валы служат для передачи крутящего момента и поэтому испытывают деформации кручения и изгиба.

По конструкции оси и валы разделяют на гладкие, ступенчатые и фасонные (например, коленчатые), а также на сплошные и полые. Для передачи момента между узлами машин, меняющими свое относительное положение в работе (механизированный инструмент, приборы дистанционного управления и контроля) применяют гибкие валы. Они представляют собой многозаходные витые из проволок пружины кручения.

Валы и оси в большинстве случаев изготавливаются из термически обработанных среднеуглеродистых и легированных сталей.

Основные критерии работоспособности осей и валов – прочность, жесткость и виброустойчивость.

При расчете оси или вала на прочность и жесткость составляется расчетная схема. При этом принимают, что детали передают осям и валам силы и моменты посередине своей ширины, а массой расположенных на валах деталей и силами трения в опорах пренебрегают.

Расчет валов производится в следующей последовательности: выбор материала и допускаемых напряжений, предварительный расчет вала по напряжениям кручения; выбор конструктивных элементов вала; определение опорных реакций; построение эпюр изгибающих и крутящих моментов; расчет валов на совместное действие изгиба и кручения; проверочный расчет на сопротивление усталости для предположительно опасных сечений.

Для правильной работы передач и подшипников оси и валы должны быть достаточно жесткими. Жесткость валов оценивается по величинам прогибов и углов поворота характерных сечений, которые вычисляют, используя интеграл Мора или по правилу Верещагина.

Расчет конструкции вала с присоединенными деталями и узлами на колебание (вибрацию) состоит в определении частот собственных колебаний и установлении допустимого диапазона

частот вращения, ограничиваемого частотой собственных колебаний конструкции.

Вопросы для самопроверки

1. Что такое вал и ось, их виды? Из каких материалов их изготавливают? 2. Что называется шипом, шейкой, пятой? 3. Какие деформации возникают в неподвижных и вращающихся осях и валах? 4. Какова цель проектного расчета и как он проводится? 5. Какова цель проверочного расчета и как он проводится? 6. Как проводится расчет валов на жесткость? 7. Почему необходим расчет валов на колебания?

1.6. Подшипники

Опорные устройства, предназначенные для поддержания валов, осей и других вращающихся деталей, называются подшипниками.

По виду трения, возникающего в рабочих элементах подшипников, они подразделяются на подшипники качения и подшипники скольжения.

Подшипники скольжения

Подшипники скольжения в большинстве случаев состоят из двух основных элементов: корпуса и вкладыша.

Подшипники скольжения подразделяются на радиальные, упорные (подпятники), радиально-упорные.

Существует множество различных конструкций подшипников скольжения. Широкое применение находят подшипники цельные и разъемные.

Вкладыши подшипников и подпятников изготавливаются из антифрикционного чугуна пониженной твердости, цветных металлов (бронзы, баббита, латуни, алюминиевых сплавов), металлокерамических материалов, пластмассы (древесно-слоистых пластиков, текстолита, полиамидов, фторопластов).

В зависимости от вида трения между трущимися поверхностями различают подшипники: сухого трения, полужидкостного трения и жидкостного трения. Подшипники, работающие без смазочного материала, применяют в опорах, эксплуатируемых в агрессивных, абразивных, пищевых и других средах и в тех случаях, когда подвод смазочного материала недопустим. Материал для подшипника сухого трения выбирают в зависимости от нагрузки, скорости скольжения, теплового режима работы, свойств рабочей среды. Подшипники, работающие в режиме полужидкостного трения, используют в подъемно-транспортных, сельскохозяйственных, дорожных и других машин. Подвод смазки осуществляется периодически или ограничено непрерывно. Подшипники, работающие в режиме жидкостного трения (наиболее благоприятный режим), применяют в машинах с быстроходными валами.

В подшипниках скольжения используются жидкие, консистентные, т.е. густые (мази), твердые и газообразные смазки. Жидкие масла применяются для быстроходных валов, консистентные – для тихоходных тяжело нагруженных валов; твердые смазки – для подшипников, работающих при высоких температурах. Газовая (воздушная) смазка применяется в быстроходных и малонагруженных валах. Достоинство газовой смазки - небольшие потери мощности в подшипниках на трение и теплообразование, так как вязкость газа очень низкая.

В подшипниках скольжения желательно обеспечить жидкостное трение. Последнее (в отличие от сухого) обеспечивает наличие неразрывного слоя масла между трущимися поверхностями. Поэтому основным расчетом является расчет на жидкостное трение. Но предварительно подшипники, работающие в режиме жидкостного трения, рассчитывают так же, как и подшипники с сухим трением, по среднему давлению p и произведению $p\upsilon$.

Вопросы для самопроверки

1. Из каких деталей состоят подшипники скольжения и из каких материалов они изготавливаются? 2. Какими достоинствами

и недостатками обладают подшипники скольжения? 3. Приведите примеры применения подшипников скольжения в пищевом оборудовании. 4. Укажите виды смазки и области их применения. 5. Назовите твердые смазочные материалы и в каких случаях они применяются. 6. Как в подшипник должна подводиться смазка и как она там распределяется? 7. Как рассчитывают подшипники, работающие в условиях сухого, полужидкостного и жидкостного трения? 8. В каких случаях и как проводят тепловой расчет подшипника скольжения?

Подшипники качения

Подшипники качения по виду воспринимаемой нагрузки делятся на радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.

В зависимости от формы тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые. Последние бывают с цилиндрическими, коническими, бочкообразными, игольчатыми и витыми роликами. Тела качения разделены сепаратором, оказывающим большое влияние на работоспособность подшипника.

По числу рядов тел качения различают одно-, двух- и многорядные.

По грузоподъемности подшипники качения подразделяются на размерные серии: сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые, а по ширине - узкие, нормальные, широкие и особо широкие.

Основным расчетным параметром, определяющим работоспособность подшипников качения по критериям статической прочности и усталостной выносливости рабочих поверхностей, является контактное напряжение, возникающее на площадках контакта наиболее нагруженных тел качения с беговыми дорожками колец.

Совершенно очевидно, что в передаче общей радиальной нагрузки участвуют только тела качения, расположенные на дуге, не превышающей 180° (нагруженная зона). Задача распределения сил между телами качения является статически неопреде-

лимой, т.е. при ее решении в дополнение к уравнениям статики используются уравнения деформаций.

Усталостное выкрашивание - основной вид выхода из строя подшипников качения после длительной работы их в нормальных условиях. Поэтому подшипники качения (за исключением невращающихся и тихоходных) с частотой вращения кольца $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$ рассчитываются в соответствии со стандартом по динамической грузоподъемности. Расчет подшипников на долговечность и подбор его по каталогам не может быть выполнен без предварительной проработки конструкции подшипниковых узлов.

В узлах с небольшим расстоянием между опорами подшипники можно устанавливать в распор, обеспечивая при сборке осевой зазор, предохраняющий от заклинивания при тепловом расширении.

Одна из опор относительно длинных валов ($l \geq 10d$) делается фиксирующей, т.е. подшипник этой опоры жестко закреплен в корпусе и может воспринимать радиальные и двусторонние осевые нагрузки. Второму подшипнику дают возможность осевого смещения относительно корпуса. Такую опору называют плавающей.

Вопросы для самопроверки

1. Каковы конструктивные разновидности подшипников качения и сепараторов? Из каких материалов их изготавливают?
2. Изобразите основные типы подшипников качения.
3. Перечислите достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения.
4. Какие различают серии подшипников и когда их применяют?
5. Какие силы воспринимают различные подшипники качения?
6. Укажите примеры применения самоустанавливающихся подшипников.
7. Какие смазки применяют для подшипников качения и какая из них более эффективна?
8. Как рассчитывают и подбирают подшипники качения на долговечность по динамической грузоподъемности?
9. Какие посадки применяются для соединения вала с внутрен-

ним кольцом, наружного кольца с корпусом и как они обозначаются на чертеже узла? 10. Укажите виды уплотняющих устройств в подшипниковых узлах.

1.7. Муфты

С помощью муфт осуществляют соединение валов, концы которых подходят один к другому вплотную или разведены на небольшое расстояние, при этом в большинстве случаев геометрическая ось одного вала составляет продолжение оси другого вала.

В соответствии с рекомендациями стандарта муфты механического действия подразделяются на четыре класса: нерасцепляемые, управляемые, самодействующие и прочие.

Нерасцепляемые муфты подразделяются на жесткие, не допускающие относительного смещения валов; компенсирующие, позволяющие соединение валов при небольшой несоосности; упругие, у которых соединительным элементом является упругий элемент.

Управляемые муфты, обеспечивающие плавное сцепление (расцепление) валов с помощью механизма управления, подразделяются по принципу действия: муфты, основанные на зацеплении (кулачковые или зубчатые) и муфты, основанные на трении (фрикционные).

Самодействующие муфты подразделяются на: центробежные, обгонные и предохранительные. Последние предназначены для ограничения передаваемой нагрузки. Самодействующие муфты автоматически разъединяют валы в тех случаях, когда параметры работы машины становятся недопустимыми по тем или иным показателям.

Муфты разнообразны по конструкциям. Наиболее распространенные из них стандартизированы. Выбор типа муфт производят в соответствии с конструктивными особенностями и требованиями, предъявляемыми к приводу машин. Муфту подбирают по большему диаметру соединяемых валов и расчетному моменту, после чего производят проверочные расчеты.

Вопросы для самопроверки

1. Для чего предназначены муфты? На какие основные группы они делятся по конструкции и назначению? 2. Опишите конструкцию жесткой поперечно-свертной муфты и где она применяется? Изложите методику ее проверочного расчета. 3. Как устроена упругая муфта МУВП и как производится проверочный расчет ее деталей? 4. Опишите конструкцию зубчатой муфты и как она подбирается? 5. На какие типы делят управляемые муфты? 6. Почему фрикционные муфты имеют преимущественное применение? На какие типы они делятся, как устроены, как работают и как рассчитываются? 7. Как устроены и как рассчитываются предохранительные муфты? 8. Опишите устройство и работу центробежной муфты и укажите, в каких случаях ее применяют. 9. Как устроена и где применяется муфта свободного хода (обгонная)?

1.8. Станины и корпусные детали

Они служат основными частями, на которых монтируют детали, узлы и механизмы машин. Детали корпусов по назначению условно подразделяются на станины, рамы, кузова; основания. фундаментные плиты; корпусные детали узлов (корпуса, коробки, колонны, кронштейны, стойки, крышки и др.)

Корпусные детали изготавливают литьем, сваркой, штамповкой, прессованием.

Основным критерием работоспособности корпусных деталей является их жесткость.

Толщины стенок назначают по возможности небольшими, обеспечивающими условия прочности и жесткости. Жесткость полых корпусных деталей увеличивают с помощью ребер и перегородок.

Конструкции деталей корпусов разнообразны, их расчеты приведены в специальных курсах.

Вопросы для самопроверки

1. Для чего служат корпусные детали? 2. Укажите способы изготовления деталей корпусов. В каких случаях экономически целесообразно изготавливать сварные корпусные детали? 3. Какие основные требования предъявляют к станинам и корпусным деталям? 4. Как определяются размеры опорных рам (плит) приводов и корпусов редукторов? Приведите примеры.

смазку? 5. Приведите примеры устройств для контроля уровня масла в редукторах.

1.9. Смазочные устройства

Смазочные системы в основном предназначены для уменьшения износа деталей, обеспечения отвода теплоты и продуктов износа.

Периодическое закладывание пластической смазки применяется для смазывания шарниров цепей передач, низкооборотных подшипников скольжения и подшипников качения при окружной скорости вала не выше 15 м/с,

Смазывание окунанием в масляную ванну, а также разбрызгивание с помощью колес и колец применяют для смазывания зубчатых и червячных передач, закрытых цепных передач, подшипников редукторов.

Циркуляционную подачу масла применяют для смазывания подшипников скольжения быстроходных валов, высокоскоростных редукторов.

Смазочная система включает в себя фильтры, отстойники, охладители, предохранительные клапаны, устройства контроля уровня.

Вопросы для самопроверки:

1. Укажите области применения жидкой, консистентной, твердой смазки. 2. В каких случаях подачу смазочного материала осуществляют с помощью фитилей и дозирующих масленок? 3. Какие устройства применяются для подачи консистентной смазки? 4. Какие устройства обеспечивают циркуляционную

ГЛАВА 2

Задания на самостоятельную работу

Количество контрольных работ, выполненных студентом, определяется учебным планом и учебным графиком. Студенты, изучающие дисциплины “Техническая механика” или “Прикладная механика”, выполняют по разделу “Детали машин” одну контрольную работу; студенты, изучающие дисциплину “Детали машин”, выполняют две контрольные работы. Каждая контрольная работа состоит из нескольких задач, номера которых приведены в таблице

Количество контрольных работ	Номер группы задач	
	Первая контрольная работа	Вторая контрольная работа
1	2,3,4	-
2	1,2,3	4,5

Каждая группа содержит десять задач в десяти вариантах. Студент должен выполнять ту задачу, номер которой соответствует последней цифре шифра (номера зачетной книжки), и тот вариант, который соответствует предпоследней цифре шифра. Например, студенту, имеющему зачетную книжку № 94123, следует выполнить из каждой заданной группы задачи номер 3 варианта 2. Если последняя цифра шифра студента - ноль: то ему надо выполнить задачу номер 10. Если предпоследняя цифра шифра - ноль, студент должен выполнить десятый вариант задачи.

Контрольные работы выполняются в тетради, оставляя поля шириной 50 мм для замечаний рецензента. Условие задачи с рисунком должно быть переписано полностью.

При решении задач нужно придерживаться следующей последовательности: наметить ход решения и те допущения, которые могут быть положены в его основу, составить уравнения или выписать формулы в общем виде, затем провести расчет. Решение задачи следует иллюстрировать, указывая на эскизах

действующие усилия, моменты и основные расчетные размеры в тех же буквах, какие входят в расчетные формулы.

По ходу решения надо давать подробные ссылки на источник принятых расчетных сведений. В конце работы необходимо привести список использованной литературы, включая методические указания, указывая порядковый номер, автора, название книги и год издания.

2.1. Неразъемные соединения

Рекомендации к решению

При решении задач по разделу “Сварные соединения” (задачи № 1- 6) исходят из допущения, что напряжения в шве распределяются равномерно как по длине, так и по сечению. Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из низко- и среднелегированных сталей при статических нагрузках можно выбрать из нижеприведенной таблицы.

Вид деформации	Автоматическая и полуавтоматическая под флюсом	Ручная сварка электродом		
		Э34, Э38	Э42, Э50	Э42А, Э50А
Растяжение $[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$	$0,9[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$
Сжатие $[\sigma]_{сж}$	$[\sigma]_p$	$0,75[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$
Срез $[\tau]_{ср}$	$0,65[\sigma]_p$	$0,5[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$

Примечание: $[\sigma]_p$ - допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей. Для сталей Ст2 $[\sigma]_p = 140$ МПа, Ст3 $[\sigma]_p = 160$ МПа.

При переменных нагрузках допускаемое напряжение снижают умножением на коэффициент γ : а) для стыковых швов при переменном значении нагрузки $\gamma = 1$, при знакопеременной нагрузке $\gamma = 1/[1 - F_{min}/(3F_{max})]$; б) для угловых швов при переменных по значению и направлению нагрузках $\gamma = 1/[4/3 - F_{min}/(3F_{max})]$, где F_{max} и F_{min} – наибольшая и наименьшая силы со своими знаками.

В зависимости от толщины свариваемых деталей задаются катетами шва. При этом минимальная величина катета K для силовых швов 3 мм (при толщине листа $\delta > 3$ мм). Минимальная длина углового шва должна быть равна $3K$, но не менее 30 мм, так как дефекты в начале и конце шва снижают его прочность.

В задаче № 7 по разделу “Соединения с натягом” определяют требуемое контактное давление на посадочной поверхности, исходя из условия нагружения соединения одновременно осевой силой и вращающим моментом, и действительный натяг, обеспечивающий это давление. Выбрав из таблиц допусков стандартную посадку, выполняют проверочный расчет соединения на прочность.

В задаче № 8 по разделу “Штифтовые соединения” выполняют расчет на прочность штифта, исходя из нагружения соединения крутящим моментом; полученный диаметр штифта округляют до ближайшего стандартного значения.

При решении задач по разделу “Заклепочные соединения” (задачи № 9 и 10) для упрощения считают, что трение между соединяемыми деталями отсутствует и вся внешняя нагрузка воспринимается заклепками. Диаметр заклепки выбирают в зависимости от наименьшей толщины соединяемых деталей, далее определяют количество заклепок из условия прочности заклепочного соединения на срез и смятие, шаг шва и поперечное сечение соединяемых деталей. Если соединение несимметрично нагружено (задача № 10), то нагрузка между заклепками распределяется неравномерно и расчет сводится к определению наиболее нагруженной заклепки и оценке её прочности.

Задача № 1

Рассчитать сварное соединение равнополочного уголка с косынкой (рис. 2.1). Нагрузка переменная (от F_{\max} до F_{\min}). Материал уголка и косынки - сталь Ст3. Данные для расчета приведены в табл. 2.1.

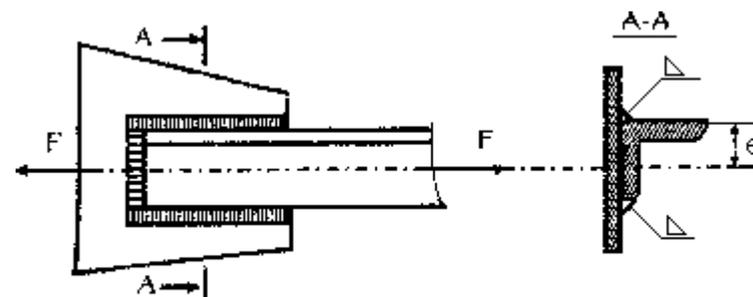


Рис. 2.1.

Таблица 2.1

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{\max} , кН	100	105	110	140	150	145	135	90	95	100
F_{\min} , кН	30	35	30	50	60	55	45	30	35	30
e , мм	25			30			20			
Уголок	50x50x5			70x70x6			45x45x5			
Марка электрода	Э42А			Э34			Э42			
Метод сварки	Автоматическая			Ручная			Полуавтоматическая			

Задача № 2

Рассчитать на равнопрочность швы сварного соединения, крепящего опорный швеллер к стальной плите (рис. 2.2), подобрав при этом номер профиля швеллера. Материал швеллера – сталь Ст3. Сварка ручная. Данные для расчета приведены в табл. 2.2.

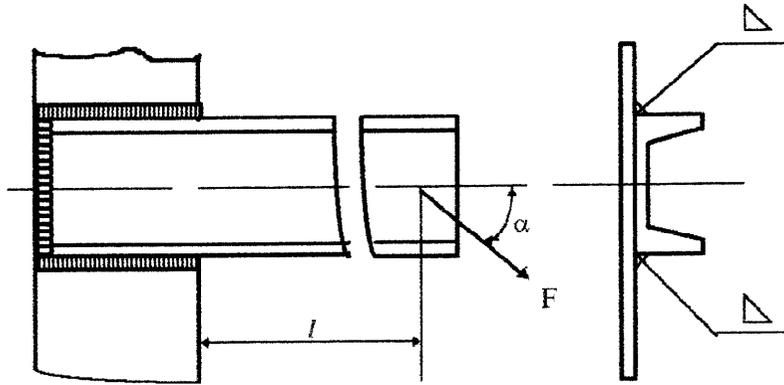


Рис. 2.2

Таблица 2.2

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$\alpha, \text{град}$	30	45	60	30	45	60	30	45	60	30
$l, \text{мм}$	600	700	800	600	700	800	600	700	800	600
Марка электрода	Э42					Э50				

Задача № 3

Определить требуемый номер швеллера (рис. 2.3) и требуемые длины фланговых швов для крепления раскоса к косынке (учесть наличие лобовых швов). Нагрузка переменная. Материал швеллеров сталь Ст3. Данные для расчета приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{\max}, \text{кН}$	530	540	550	560	570	580	590	600	610	620
$F_{\min}, \text{кН}$	150	160	170	180	190	195	195	200	200	210
$K, \text{мм}$	7	8	7	8	7	8	7	8	7	8
Марка электрода	Э42		Э42А			Э50			Э50А	
Метод сварки	Ручная					Автоматическая				

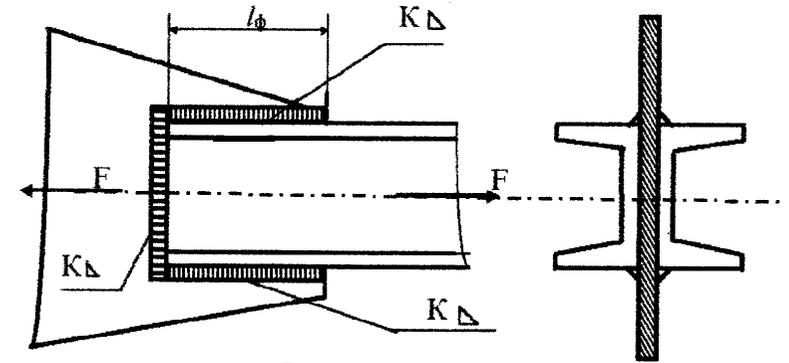


Рис. 2.3.

Задача № 4

Проверить прочность швов соединения (рис. 2.4). Нагрузка статическая. Материал – сталь Ст2. Сварка ручная электродами Э42. Данные для расчета приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_r, \text{кН}$	7	8	7	8	7	8	7	8	7	8
$F, \text{кН}$	15	16	13	14	15	16	17	18	15	18
$l, \text{мм}$	600	700	800	600	700	800	600	700	800	600
$b, \text{мм}$	75	85	70	80	90	95	100	100	95	80
$h, \text{мм}$	105	115	95	100	120	125	130	140	125	100
$K, \text{мм}$	5	7	6	5	6	5	7	6	7	7

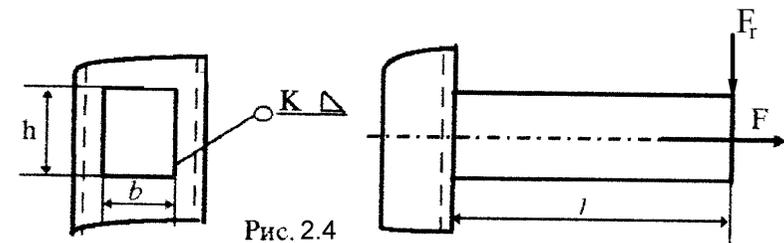


Рис. 2.4

Задача № 5

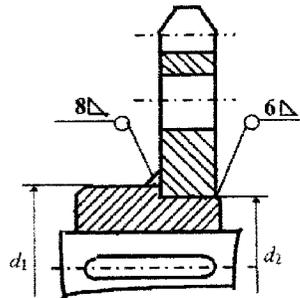


Рис 2.5.

Проверить прочность сварных швов, соединяющих диск звездочки со ступицей (рис. 2.5). Материал диска - сталь Ст3, передаваемая мощность P , угловая скорость вращения вала ω , диаметры d_1 и d_2 приведены в табл. 2.5. Нагрузка статическая.

Таблица 2.5

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
ω , с ⁻¹	12	15	9	12	18	14	13	11	16	14
d_2 , мм	180	185	190	195	200	205	210	200	180	175
d_1 , мм	220	240	250	230	250	270	280	260	240	230
Марка электрода	Э42			Э50				Э42А		
Метод сварки	Ручная			Полуавтоматическая				Автоматическая		

Задача № 6

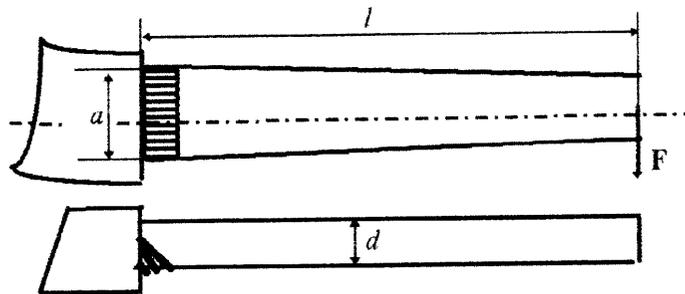


Рис. 2.6

Определить допускаемую силу F , которая может быть приложена к рычагу (рис. 2.6), исходя из прочности стыкового шва. Материал рычага сталь Ст3. Нагрузка статическая. Сварка ручная электродом Э50А. Данные для расчета приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
l , м	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,75	0,65	0,60
d , мм	50	50	60	60	60	70	70	65	55	55
a , мм	75	85	70	80	90	95	100	100	95	80

Задача № 7

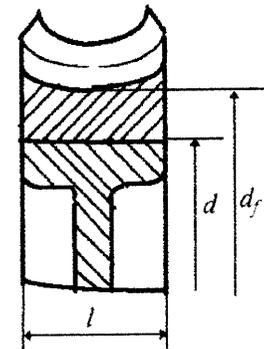


Рис. 2.7

Подобрать посадку зубчатого венца и центра червячного колеса (рис. 2.7.). Соединение нагружено крутящим моментом T и осевой нагрузкой F_a . Диаметр окружности впадин зубьев венца колеса (наружный диаметр охватывающей детали) d_f . Данные для расчета приведены в табл. 2.7.

Таблица 2.7.

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440
F_a , кН	0,35	0,35	0,4	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
d_f , мм	180	1190	200	210	220	230	240	250	260	270
d , мм	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
l , мм	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Материал: венца центра	БрОФ10-1 Сталь 40Л			БрАЖ9-4 Чугун СЧ12				БрО5Ц5С5 Чугун СЧ15		

Задача № 8

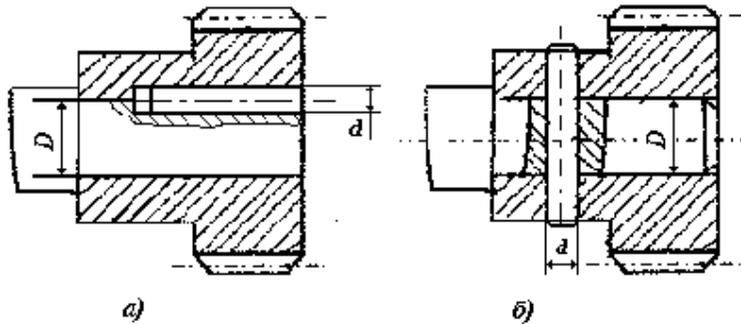


Рис. 2.8

Рассчитать цилиндрический штифт крепления шестерни на валу (рис. 2.8). Расчет выполнить для штифта, расположенного параллельно оси вращения (рис. 2.8, а) и для штифта, установленного в радиальном направлении (рис. 2.8, б) Диаметр штифта принять по ГОСТу. Данные для расчета приведены в табл. 2.8.

Таблица 2.8.

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
d, мм	25	25	30	30	35	35	40	40	45	45

Задача № 9

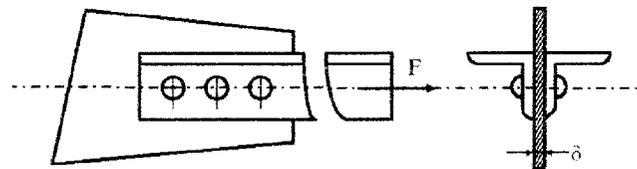


Рис. 2.9.

Определить номер профиля уголка и число заклепок в конструкции (рис. 2.9). Материал косынки и заклепок – сталь Ст3. Данные для расчета приведены в табл. 2.9.

Таблица 2.9.

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
δ, мм	12	12	12	15	15	15	18	18	18	20

Задача № 10

Определить число и диаметр заклепок в соединении косынки со швеллерной стойкой (рис. 2.10). Материал косынки, швеллера и заклепок – сталь Ст3. Данные для расчета приведены в табл. 2.10.

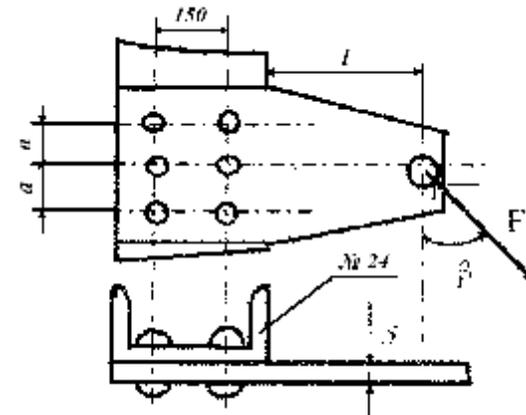


Рис. 2.10

Таблица 2.10.

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
l, мм	200	200	220	240	240	240	260	260	280	280
δ, мм	6	6	6	8	8	8	10	10	10	10
β, град	10	10	10	15	15	15	20	20	20	20
a, мм	120	130	140	150	140					

2.2. Резьбовые соединения

Рекомендации к решению

Решение задач по разделу “Резьбовые соединения” необходимо начинать с эскиза соединения, на котором следует показать действующие силы и расчетные размеры.

В задаче № 1 сила, действующая на рычаг, приводится к центру тяжести болтового соединения. Полученные силы и момент уравниваются силами трения, вызванными затяжкой болтов. При установке болта с зазором требуется его предварительная затяжка, поэтому болты работают на растяжение и на кручение, возникающее при завинчивании гайки от момента в резьбе. Расчет болтов на прочность выполняется для наиболее нагруженного болта; второй болт принимается такого же диаметра, как и первый.

Болты фланцевых соединений (задачи № 2,4,7) должны быть при монтаже затянуты так сильно, чтобы гарантировать герметичность после приложения осевой нагрузки. Задав коэффициент внешней нагрузки χ в зависимости от материала прокладки, определяют расчетную силу и далее размеры болтов. Прочертив конструкцию соединения (правило конструирования: “жесткие фланцы - податливые болты”), просчитывают действительное значение нагрузки, коэффициента внешней нагрузки и сравнивают его с ранее принятым. Если эти значения сильно расходятся, то задаются новые коэффициенты внешней нагрузки и расчеты повторяются до достаточно близкого совпадения значений принятого и действительного χ .

При расчете группы болтов (задачи № 3,8) устанавливают закон распределения внешней нагрузки между всеми болтами и определяют силу, действующую на наиболее нагруженный болт. Определив его диаметр, остальные болты принимают того же диаметра, что и наиболее нагруженные. В заданиях рассмотрены два варианта. Первый - нагрузка перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр тяжести. В этом случае болты нагружены одинаково. Второй - внешняя сила не проходит через его центр тяжести. В этом варианте внешнюю силу приводят к

центру тяжести стыка, получая эквивалентную систему, состоящую из силы и момента.

Во всех случаях нагружения расчет ведут по результирующей силе от предварительной затяжки и от внешней нагрузки (см. рекомендации к расчету задач № 2 и 4).

В задаче № 5 требуется рассмотреть два случая - болты поставлены без зазора и с зазором. Во втором - расчет ведется, исходя из рекомендаций по решению задач № 1 и того, что все болты находятся в одинаковых условиях.

В задаче № 6 болты устанавливают с зазором и их затягивают так, чтобы момент трения на стыке вала и клеммы был не меньше момента от внешних сил. При решении задачи следует приложить действующие силы, а затем составить условие прочности болтового соединения. Недопустимо пользоваться готовыми формулами, не разобравшись предварительно в принципе работы клеммового соединения. Так, до приложения силы F предварительно затягивают болты. Это вызывает реактивную силу хомута на вал. При приложении силы F на конце рычага в плоскости соединения возникает реактивный момент, направленный в сторону, обратную внешнему моменту. Требуемая сила затяжки болтов клеммовых соединений зависит от принятого закона распределения давлений на поверхности контакта ступицы клеммы и сопряженной с ней детали.

В задаче № 9 шайбы вращаются вместе с валом. Поэтому в расчетах между шайбами и дисковой пилой учитывают две пары поверхности трения.

При решении задачи № 10 необходимо приложить к соединению действующие силы и разобраться с характером действия этих сил. Винты стяжных устройств работают на растяжение от внешних сил (в данном случае от растягивающих и изгибающих сил) и на кручение в резьбе.

Задача № 1

Определить диаметр болтов, крепящих рычаг к втулке (рис. 2.11). Момент сил трения, вызванных затяжкой болтов, принять на 20% больше момента от усилия F . Коэффициент трения на поверхности стыка соединяемых деталей $f = 0,15$. Материал болтов – сталь Ст3. Данные для расчета приведены в табл. 2.11.

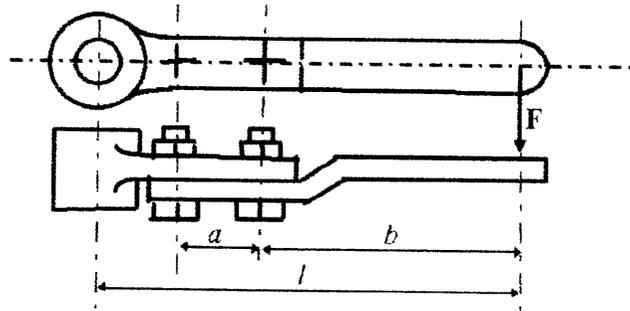


Рис. 2.11

Таблица 2.11

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	0,2	0,3	0,25	0,35	0,22	0,26	0,28	0,31	0,4	0,5
a , мм	80	85	100	95	90	110	115	90	100	110
b , м	0,7	0,75	0,80	0,95	0,90	0,80	0,75	0,65	1,05	1,10
l , м	1,00	1,10	1,20	1,40	1,25	1,30	1,15	1,05	1,40	1,45

Задача № 2

Таблица 2.12

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6
D , мм	70	80	85	90	95	100	110	120	125	135
Материал болта	Ст3		Сталь 10		Сталь 20		Сталь 30		Сталь 35	

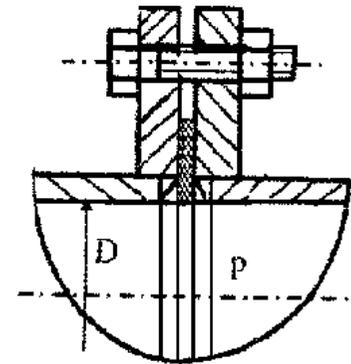


Рис. 2.12

Определить метр болтов фланцевого соединения трубопровода (рис.2.12). Давление жидкости внутри трубопровода по манометру p , внутренний диаметр D , число болтов Z задается самостоятельно. Материал прокладки – паронит. Данные для расчета приведены в табл. 2.12.

Задача № 3

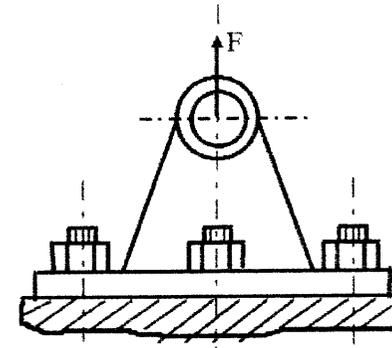


Рис.2.13

Определить диаметры болтов, которыми стойка прикреплена к фундаментной плите (рис. 2.13). Сила F действует перпендикулярно плоскости стыка в его центре тяжести. Количество болтов Z . Данные для расчета приведены в табл. 2.13.

Таблица 2.13

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	12	15	17	44	20	70	24	33	62	56
Z	4	6	8	8	4	12	8	6	8	8
Материал болта	Сталь 10		Сталь 20		Ст3		Сталь 30		Ст3	

Задача № 4

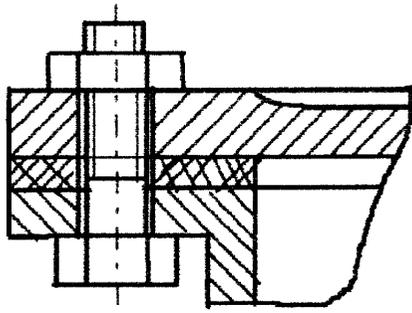


Рис. 2.14

Определить диаметр резьбы болтов, соединяющих крышку сосуда под давлением (рис. 2.14). Максимальная сила давления газа в сосуде на крышку F_{\max} , число болтов Z , материал болтов – сталь Ст3, прокладка – асбест. Данные для расчета приведены в табл. 2.14.

Таблица 2.14

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{\max} , кН	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54
Z	6	6	8	8	12	12	16	16	18	18

Задача № 5

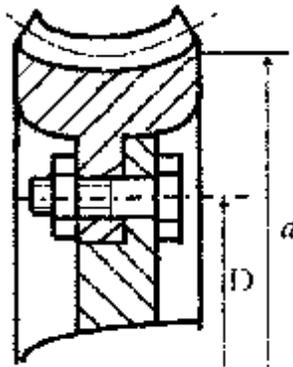


Рис. 2.15

Определить количество и диаметр болтов, соединяющих бронзовый венец червячного колеса с диском (рис. 2.15). Болты расположены по окружности диаметром D . Нагрузка постоянная. Окружное усилие на колесе F_t , делительный диаметр червячного колеса d . Материал болтов – сталь Ст3. Расчет выполнить для болтов, установленных в отверстие с зазором и без зазора. Данные для расчета приведены в табл. 2.15.

Таблица 2.15

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	12	15	17	19	21	23	25	27	29	31
D , мм	200	250	300	350	370	400	420	450	470	500
d , мм	350	400	450	500	520	550	580	600	620	650

Задача № 6

Рассчитать болты клеммового соединения рычага с валом диаметром d (рис. 2.16). На конце рычага приложена постоянная нагрузка F . Материал болта – сталь Ст3. Данные для расчета приведены в табл. 2.16.

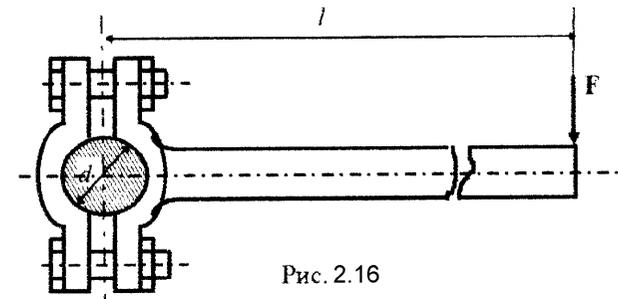


Рис. 2.16

Таблица 2.16

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	1,7	1,5	1,3	1,1	1,0	1,2	1,6	1,6	1,8	2,0
l , мм	350	350	300	300	250	400	400	400	500	500
d , мм	60	60	50	45	45	50	55	55	65	65

Задача № 7

Определить диаметр болтов обоймы для прессования пластмассы (рис. 2.17), коэффициент Пуассона $\mu = 0,4$. Сила, сжимающая пластмассу в осевом направлении равна F . Усилие предварительной затяжки болтов принять на 30 % выше мини-

мально необходимого. Материал болтов – сталь Ст3. Число болтов Z . Данные для расчета приведены в табл. 2.17.

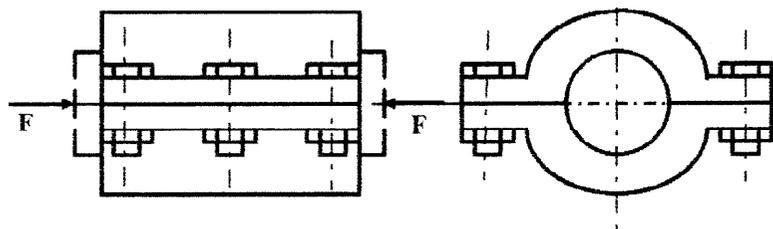


Рис.2.17

Таблица 2.17

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	95	75	80	90	100	120	130	140	150	160
Z	6	6	6	8	8	8	10	10	10	10

Задача № 8

Определить диаметр двух болтов, которыми разъемный корпус укреплен на станине (рис. 2.18). Вал нагружен силой F . Материал болтов – сталь Ст3. Коэффициент трения на стыке основания корпуса подшипника и стальной станины $f=0,35$, a и b – размеры основания корпуса. Данные для расчета приведены в табл. 2.18.

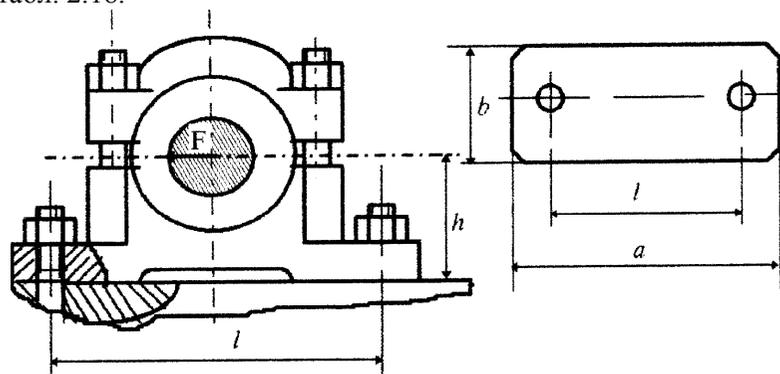


Рис. 2.18

Таблица 2.18

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	12	14	14.5	15	16	17	17.5	18.5	18	19
a, мм	140	165	170	175	200	210	240	250	260	270
b, мм	22	28	36	36	40	40	50	55	60	65
h, мм	32	42	45	45	50	50	60	65	70	75
l, мм	115	135	140	145	160	170	190	20	210	220

Задача № 9

Определить диаметр резьбовой части вала, на конце которого между двумя шайбами посредством сил трения, возникающих при затяжке гайки, зажата дисковая пила (рис. 2.19). Сопротивление резанию F , диаметр пилы D , средний диаметр шайб d . Материал вала – сталь 30. Нагрузка F постоянная. Данные для расчета приведены в табл. 2.19.

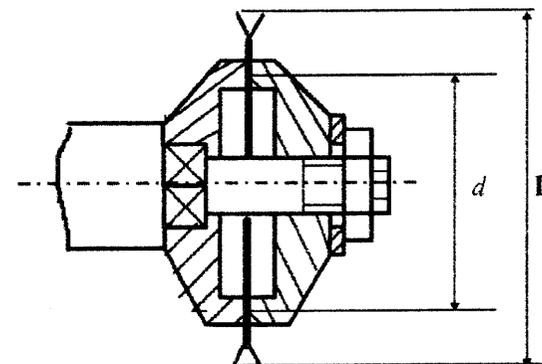


Рис. 2.19

Таблица 2.19

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
D, мм	400	470	520	560	590	610	640	870	720	750
d, мм	120	120	110	110	140	140	150	150	130	130

Задача № 10

Определить диаметр нарезной части тяги настенного поворотного крана (рис. 2.20) грузоподъемностью Q . Вес фермы крана не учитывать. Материал винтов – сталь Ст3. Коэффициент трения в резьбе $f = 0,8$. Данные для расчета приведены в табл. 2.20.

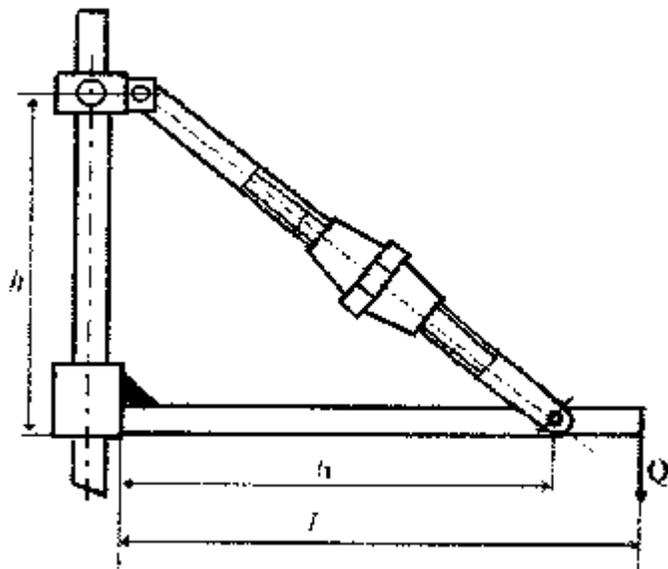


Рис. 2.20

Таблица 2.20

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , кН	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
h , м	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1
l , м	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6
l_1 , м	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1

2.3. Передачи гибкой связью и фрикционные

Рекомендации к решению

При расчете плоскоременной передачи (задачи № 1,6) выбирают материал ремня и определяют его размеры, размеры шкивов, межцентровое расстояние, давление на валы и долговечность ремня по числу пробегов.

В случае проектирования передачи с натяжным роликом после предварительного определения параметров ремня, следует изобразить схему передачи в масштабе и, определив угол обхвата ремнем малого шкива, провести расчет требуемого сечения ремня.

При расчете цепных передач (задачи №2,7,8), пользуясь нормативными данными, выбирают цепь и определяют основные геометрические размеры передачи, после чего выбранную цепь проверяют на работоспособность по удельному давлению в шарнирах.

В задаче № 3 при определении размеров передачи исходят из расчета на износостойкость резьбы по допускаемому давлению, которое определяют исходя из заданных материалов винта и гайки. После определения размеров передачи провести проверочный расчет винта на прочность и устойчивость.

При решении задачи № 4 задаются материалом катков цилиндрической фрикционной передачи и определяют их размеры расчетом на прочность поверхностных слоев тел качения по контактным напряжениям.

В задаче № 5 сила прижатия катков к роликам определяется из условия передачи максимального окружного усилия на ведущем звене.

Поскольку зубчатоременная передача (задача № 9) работает по принципу зацепления, то в соответствии с передаваемой мощностью и угловой скоростью задаются модулем зубчатого ремня и определяют диаметры шкивов и межосевое расстояние, после чего выбранный ремень проверяют на тяговую способность по допускаемой окружной силе.

Расчет клиновых ремней (задача № 10) ведется из условий тяговой способности и долговечности ремней и основывается на тех же предпосылках, что расчет плоскоременных передач. У клинового ремня по сравнению с плоским за счет формы поперечного сечения возникает большая сила трения со шкивами, благодаря чему тяговые возможности увеличиваются, а межцентровое расстояние и угол обхвата могут быть уменьшены. Желательно вести расчет одновременно для двух-трех типов ремней и выбрать из просчитанных вариантов более рациональный.

Задача № 1

Расчитать плоскоремennую передачу (рис. 2.21). Мощность на ведущем шкиве P_1 , угловая скорость ω_1 , передаточное отношение i . Работа двухсменная, нагрузка близкая к постоянной. Данные для расчета приведены в табл. 2.21.

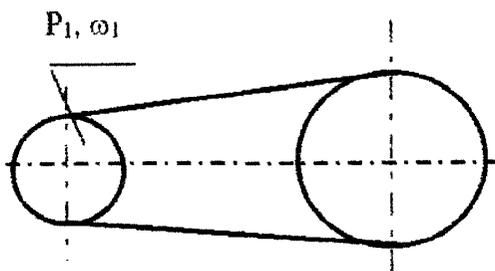


Рис. 2.21

Таблица 2.21

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
ω_1 , рад/с	77	77	77	100	100	100	150	150	150	150
i	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8

Задача № 2

Расчитать цепную передачу с зубчатой цепью (рис. 2.22). Известны мощность на ведомой звездочке P_2 , угловая скорость ее вращения ω_2 и передаточное число передачи i . Нагрузка равномерная. Данные для расчета приведены в табл. 2.22.

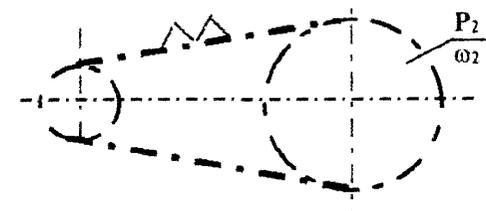


Рис. 2.22

Таблица 2.22

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	9,5	8,5	7,5	6,5	5,5
ω_2 , рад/с	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
i	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3

Задача № 3

Расчитать винт 1 и гайку 2 винтового натяжного устройства (рис. 2.23) при силе давления на винт равной F . Недостающие данные выбрать самостоятельно. Данные для расчета приведены в табл. 2.23.

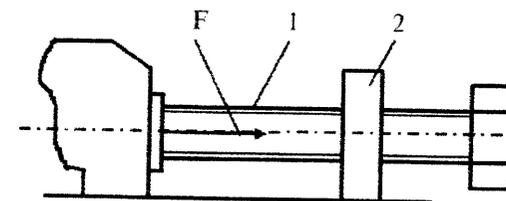


Рис. 2.23

Таблица 2.23

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5

Задача № 4

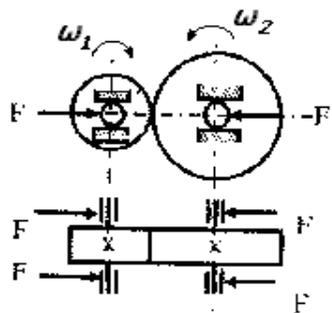


Рис. 2.24

Рассчитать фрикционную цилиндрическую передачу (рис. 2.24). Передаваемая мощность ведущим колесом P_1 , угловые скорости ведущего ω_1 и ведомого ω_2 колеса приведены в табл. 2.24. Материал колес – чугун, работа всухую.

Таблица 2.24

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,8	4,2	4,6	5,0	5,4	5,8	6,2	6,6	7,0	7,4
ω_1 , рад/с	75	90	140	290	77	100	150	300	70	100
ω_2 , рад/с	30	40	45	120	20	50	55	140	25	40

Задача № 5

Определить наибольшую и наименьшую угловые скорости вала ведомого катка 1 и силу прижатия катков к роликам 2 торового вариатора (рис. 2.25). Передаваемая мощность ведущего вала P_1 , его угловая скорость ω_1 , диапазон регулирования D , минимальный радиус катка R_{\min} и число роликов Z приведены в табл. 2.25. Материал катков – сталь. Работа в масляной ванне.

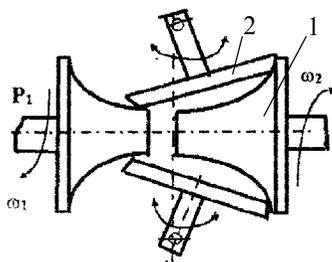


Рис. 2.25

Рассчитать фрикционную цилиндрическую передачу (рис. 2.24). Передаваемая мощность ведущим колесом P_1 , угловые скорости ведущего ω_1 и ведомого ω_2 колеса приведены в табл. 2.24. Материал колес – чугун, работа всухую.

Таблица 2.25

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	0,8	1,0	1,2
ω_1 , рад/с	75	90	100	140	150	300	75	90	100	140
D	3,0	4,0	5,0	3,5	4,0	5,0	3,0	4,5	6,0	5,0
R_{\min} , мм	0,05	0,07	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,19	0,20
Z	2	4	2	4	2	4	2	4	2	4

Задача № 6

Рассчитать плоскоременную передачу с натяжным роликом (рис. 2.26). Передаваемая мощность P_1 , угловая скорость ω_1 , передаточное отношение i приведены в табл. 2.26. Работа двухсменная.

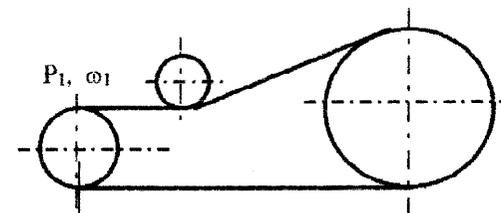


Рис. 2.26

Таблица 2.26

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8
ω_1 , рад/с	140	145	150	290	295	300	90	95	100	75
i	4,2	4,4	4,6	4,0	4,4	4,6	4,8	4,4	4,0	4,4

Задача № 7

Рассчитать передачу роликовой цепью (рис. 2.27). Мощность на валу ведущей звездочки P_1 , угловые скорости ω_1 и ω_2 , угол наклона линии центров звездочек приведены в табл. 2.27. Работа передачи двухсменная, с толчками.

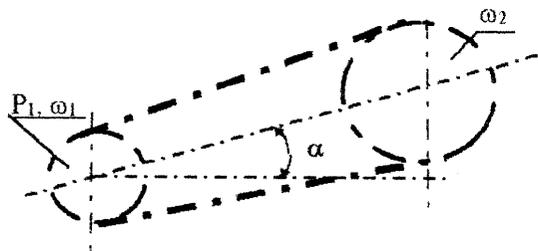


Рис. 2.27

Таблица 2.27

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	4,0	4,4	4,8	5,2	5,6	6,0	6,4	6,8	7,2	7,6
ω_1 , рад/с	20	30	35	40	45	50	55	60	65	70
ω_2 , рад/с	7	9	12	15	18	20	30	25	30	30
α , рад	0	0,5	0,6	0,7	0	0,5	0,6	0,7	0	0,5

Задача № 8

Рассчитать передачу роликовой цепью с натяжным роликом 1 (рис. 2.28). Передаваемая мощность P_1 , угловые скорости ведущей ω_1 и ведомой ω_2 звездочек приведены в табл. 2.28. Работа передачи двухшменная, нагрузка спокойная.

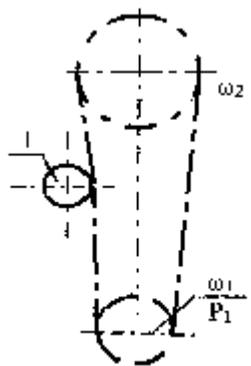


Рис. 2.28

Таблица 2.28

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
ω_1 , рад/с	25	35	40	45	50	45	40	35	25	20
ω_2 , рад/с	8	9	13	15	18	17	15	12	10	6

Задача № 9

Рассчитать зубчаторемennую передачу (рис. 2.29). Передаваемая мощность P_1 , угловая скорость ω_1 , передаточное отношение i приведены в табл. 2.29. Работа двухшменная.

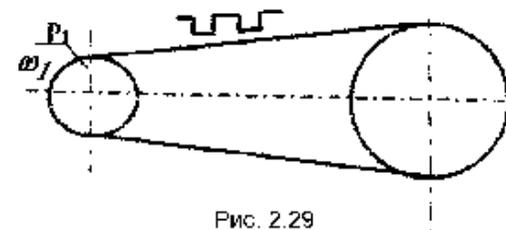


Рис. 2.29

Таблица 2.28

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	5,0	5,0	6,0	6,5	7,0	7,5	6,5	6,0	5,5	5,0
ω_1 , рад/с	300	150	300	150	100	77	100	77	100	100
i	2,0	2,2	2,4	2,8	3,0	3,2	3,4	2,8	3,0	3,2

Задача № 10

Рассчитать клиноремennую передачу (рис. 2.30). Передаваемая мощность ведущим валом P_1 , угловые скорости шкивов ω_1 и ω_2 , угол наклона передачи к горизонту α приведены в табл. 2.30. Работа одношменная.

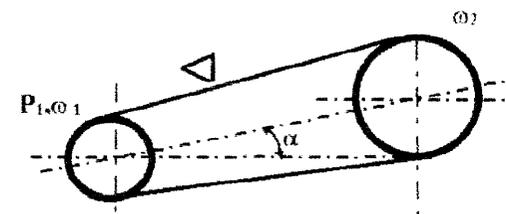


Рис. 2.30

Таблица 2.30

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	8	9	10	11	8	10	12	14	11	10
ω_1 , рад/с	96	96	110	110	120	120	130	130	140	140
ω_2 , рад/с	36	36	42	42	40	40	38	38	44	44
α , град	30	30	45	45	0	60	60	0	90	90

2.4. Зубчатые и червячные редукторы

Рекомендации к решению

При решении задач по расчету закрытых зубчатых и червячных передач (редукторы) прежде всего необходимо определить требуемую мощность электродвигателя, подобрать наиболее подходящий тип электродвигателя, имеющий приемлемую частоту вращения. По отношению угловых скоростей входного и выходного валов следует определить общее передаточное число редуктора и разбить его по ступеням (задачи № 2-4, 7, 9, 10). При разбивке пользуются рекомендациями, приводимыми в справочной литературе.

Основным проектировочным расчетом зубьев закрытых передач является расчет на контактную прочность, затем они проверяются по напряжениям изгиба.

В задачах четвертой группы расчет начинается с выбора материала. В зубчатых передачах рекомендуется назначать для шестерни и колеса сталь одной и той же марки, одновременно обеспечивая соответствующей термообработкой твердость поверхности зубьев шестерни на 20-30 единиц Бринелля выше, чем колес. Материал червяка и червячного колеса выбирается с учетом условий работы передачи и скорости скольжения.

После выбора материала и определения допускаемых напряжений по приведенным в заданиях к задачам режиму и сроку службы следует определить значения коэффициентов долговечности и концентрации нагрузки, учитывающих реальные условия нагружения передачи. В качестве расчетных режимов в заданиях приняты шесть типовых режимов нагружения (0-

постоянный, I- тяжелый, II- средний равновероятный, III- средний нормальный, IV- легкий, V - особо легкий).

При проектировочном расчете зубьев цилиндрических передач (задачи № 2 - 4, 6, 7, 9) на контактную прочность обычно определяют межосевое расстояние передачи a_w , так как по стандарту оно является основным стандартным параметром цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления для редукторов, выполненных в виде самостоятельных агрегатов. Стандартизирован также коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию $\psi_{ва}$. Следовательно, для указанных передач значения a_w , $\psi_{ва}$, а так же модуль m зубьев должны быть согласованы с ГОСТом.

При расчете передач на прочность в двухступенчатых редукторах с раздвоенными колесами (задачи № 2, 7) следует иметь в виду, что мощность на промежуточном валу распределяется на две части. Таким образом рассчитывают одну из пар зубчатых колес на половину мощности, а вторую делают такой же, но с другим направлением зубьев.

В соосных редукторах (задачи № 3,7) у быстроходной зубчатой пары межосевое расстояние получается заведомо меньше, чем у тихоходной. Поэтому рекомендуется вначале определить межосевое расстояние тихоходной передачи и геометрические размеры ее колес, а затем ориентировочно принять модуль быстроходной ступени из соотношения $m_b = m_T / (u_b)^{1/3} \geq 1$, мм. Далее определяют геометрические параметры быстроходной зубчатой пары, приняв коэффициент $\psi_{ва}$ на 20...30 % меньше коэффициента ширины зуба для колес тихоходной ступени.

Основные геометрические параметры конических зубчатых передач (задача № 1) - номинальный диаметр d_{e2} внешнего основания делительного конуса колеса, который определяют расчетом на контактную прочность, ширина венца b - нормализованы ГОСТом.

При проектном расчете закрытой червячной передачи (задачи № 5, 10) после получения межосевого расстояния a_w и согласования его с ГОСТом определяют модуль m , который также

согласовывают с ГОСТом. В заключении необходимо провести тепловой расчет червячного редуктора.

Передаточное отношение планетарной передачи (задача № 8) является исходной величиной, поэтому кинематический расчет сводится к подбору чисел зубьев колес. Выбор числа зубьев колес зависит не только от передаточного числа, но и от условия собираемости передачи, т.е. сумма зубьев центральных колес должна быть кратной числу сателлитов. Расчет прочности зубьев планетарной передачи ведут по формулам для цилиндрических зубчатых передач.

Расчет передач, указанных в четвертой группе задач, заканчивается эскизами колес, на которых проставляются все основные размеры.

Задача № 1

Расчитать шестерню и колесо конического редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 2.31). Мощность и угловая скорость на ведомом валу соответственно равны P_2 и ω_2 . Срок службы редуктора t . Данные для расчета приведены в табл. 2.31.

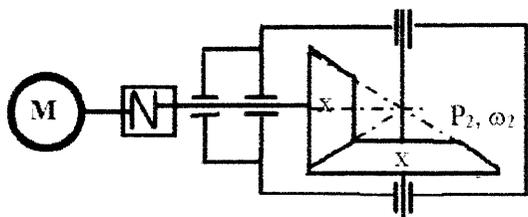


Рис. 2.31

Таблица 2.31

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
ω_2 , рад/с	25	30	35	40	27	32	37	38	24	36
Режим	5	0	3	4	5	1	3	4	0	0
t , тыс. ч.	16	18	14	12	15	16	19	21	22	11

Задача № 2

Расчитать косозубые шестерню и колесо раздвоенной быстороходной передачи двухступенчатого цилиндрического редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 2.32). Мощность и угловая скорость на выходном валу соответственно равны P_3 и ω_3 . Срок службы передачи t . Данные для расчета приведены в табл. 2.32.

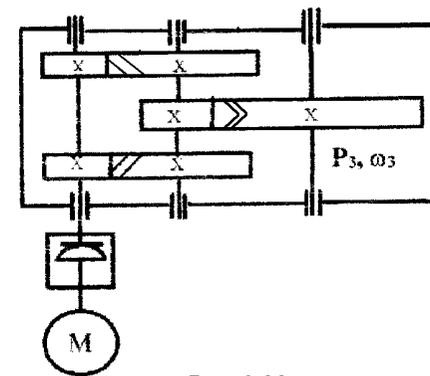


Рис. 2.32

Таблица 2.32

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	7,0	7,5	8,0
ω_3 , рад/с	12	9	11	15	20	21	24	8	7	9
Режим	2	4	0	5	5	3	4	0	2	1
t , тыс. ч.	18	22	24	25	28	15	12	14	16	19

Задача № 3

Из расчета на прочность определить размеры зубчатых колес двухступенчатого редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 2.33). Мощность и угловая скорость на выходном валу соответственно равны P_3 и ω_3 . Срок службы редуктора t . Данные для расчета приведены в табл. 2.33.

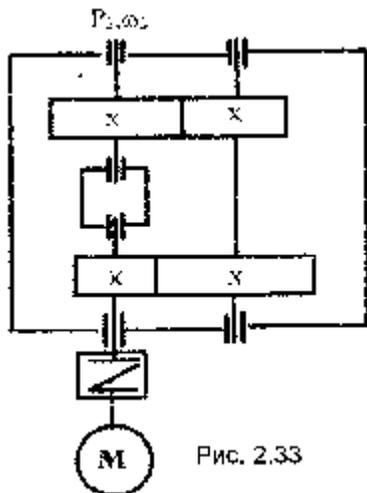


Рис. 2.33

Таблица 2.33

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8	6,0
ω_3 , рад/с	15	18	22	20	16	24	17	19	28	32
Режим	1	0	4	3	4	5	0	1	2	3
t , тыс. ч.	18	17	20	21	19	15	16	12	14	13

Задача № 4

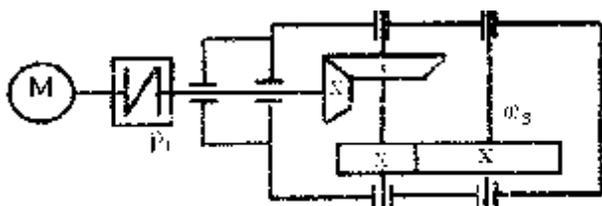


Рис. 2.34

Рассчитать косозубую шестерню и колесо тихоходной передачи двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 2.34). Мощность на входном

валу P_1 , угловая скорость на выходном валу ω_3 . Срок службы передачи t . Данные для расчета приведены в табл. 2.34

Таблица 2.34

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	4,0	4,4	4,8	5,2	4,2	4,6	5,0	5,4	5,6	5,8
ω_3 , рад/с	12	14	16	18	20	22	24	30	34	35
Режим	2	0	4	5	1	3	0	4	0	1
t , тыс. ч.	14	15	16	17	18	19	20	21	22	16

Задача № 5

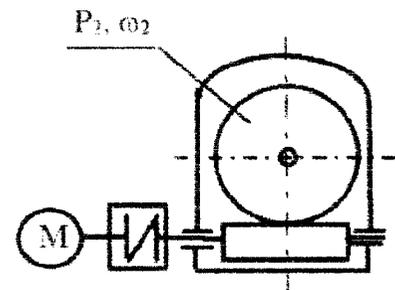


Рис. 2.35

Рассчитать червяк и червячное колесо редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 2.35). Мощность на выходном валу P_2 и угловая скорость ω_2 приведены в табл. 2.35. Срок службы передачи t .

Таблица 2.35

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0
ω_2 , рад/с	7,5	5	7	8	10	12	11	9	6	5,5
Режим	2	4	3	0	1	0	5	4	3	2
t , тыс. ч.	20	22	18	19	16	17	21	23	15	25

Задача № 6

Рассчитать косозубые шестерню и колесо одноступенчатого редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 2.36). Мощность и угловая скорость на выходном валу равны P_2 и ω_2 . Срок службы редуктора t . Данные для расчета приведены в табл. 2.36.

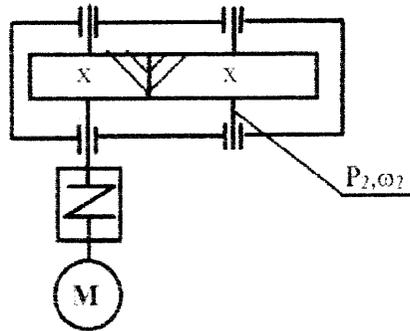


Рис. 2.36

Таблица 2.36

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2
ω_2 , рад/с	20	24	27	30	35	40	42	44	45	42
Режим	4	5	2	0	5	4	3	1	0	2
t , тыс. ч.	12	13	10	15	11	14	9	21	18	16

Задача № 7

Из расчета на прочность определить размеры зубчатых колес двухпоточного соосного редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 2.37). Мощность и угловая скорость на выходном валу соответственно равны P_3 и ω_3 . Срок службы редуктора t . Данные для расчета приведены в табл. 2.37.

Таблица 2.37

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	6,0	6,2	6,4	6,6	6,8	7,0	7,2	7,4	7,6	7,8
ω_3 , рад/с	20	24	26	17	19	21	16	18	21	23
Режим	4	0	5	3	2	5	0	0	4	1
t , тыс. ч.	18	15	21	14	13	12	16	17	20	22

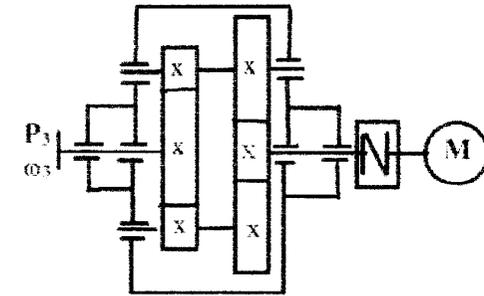


Рис. 2.37

Задача № 8

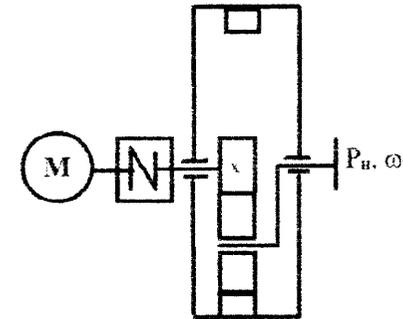


Рис. 2.38

Рассчитать планетарную зубчатую передачу редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 2.38). Мощность и угловая скорость на выходном валу равны P_n и ω_n . Срок службы передачи t . Данные для расчета приведены в табл. 2.38.

Таблица 2.38

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_n , кВт	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8	6,0	6,2	6,4
ω_n , рад/с	20	22	24	26	12	14	18	8	10	12
Режим	0	5	4	3	1	4	0	0	3	4
t , тыс. ч.	12	14	16	18	210	22	24	26	28	15

Задача № 9

Рассчитать косозубые шестерню и колесо быстроходной ступени цилиндрического редуктора и подобрать электро-

двигатель (рис. 2.39). Мощность на выходном валу P_3 , угловая скорость ω_3 заданы в табл. 2.39. Срок службы передачи t .

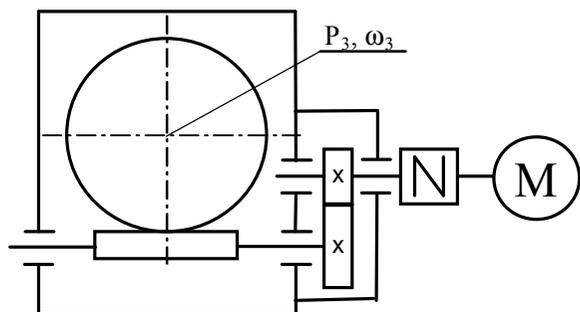


Рис. 2.39

Таблица 2.39

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10	11	12
ω_3 , рад/с	22	23	24	16	14	13	17	8	7	9
Режим	2	1	4	0	0	2	5	3	4	5
t , тыс. ч.	18	17	19	20	21	16	17	19	20	22

Задача № 10

Рассчитать червяк и червячное колесо червячно-цилиндрического редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 2.40). Мощность и угловая скорость на выходном валу соответственно равны P_3 и ω_3 . Срок службы передачи t . Данные для расчета приведены в табл. 2.40.

Таблица 2.40

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8	6,0	6,2	6,4	6,6	6,8
ω_3 , рад/с	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4
Режим	2	4	5	0	3	4	0	1	0	2
t , тыс. ч.	12	14	18	20	21	15	16	17	19	22

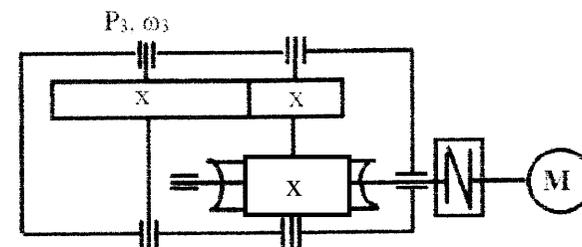


Рис. 2.40

2.5. Вали

Рекомендации к решению

При расчете вала следует помнить, что зацепление колес происходит в плоскости рисунка. Необходимо наметить точки приложения и направления действующих на вал сил. Вал изображают в виде статически определимой балки на двух опорах. Для вала должны быть построены эпюры изгибающего и крутящего моментов.

Расчет вала слагается из двух этапов. Первый этап - после выбора материала вала проводится предварительный расчет диаметра вала по номинальным нагрузкам. На основании этого разрабатывается конструкция вала, намечаются места посадки колес, шкивов, звездочек и подшипников. Неизвестные размеры назначают конструктивно с учетом технологии изготовления.

На втором этапе выполняется проверочный расчет сконструированного вала. В наиболее опасных сечениях вала определяется запас прочности по пределу выносливости и сопоставляется с допусаемым запасом. Такими сечениями могут быть участки, где вал испытывает сложное сопротивление, места посадки детали с натягом, шпоночные канавки, пазы, выточки и др., где возникают концентрации напряжений.

При выборе соединения вал - ступица следует иметь в виду, что распространенными являются призматические шпонки, а также зубчатые (шлицевые) соединения, относящиеся к нена-

пряженным соединениям. Сечение призматической шпонки выбирается из таблиц стандартов по диаметру вала, а затем расчетом определяется длина шпонки. Следует показать поперечное сечение шпоночного соединения ступицы с валом, действующие силы и размеры. Размеры шлицевого соединения аналогично шпоночным выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала. Минимально необходимую рабочую длину зубьев определить из расчета на смятие.

Выбирая тип подшипника по работоспособности, следует учитывать величину, направление и характер действия нагрузки, а также долговечность подшипника. В соответствии со стандартом подшипники качения рассчитывают по динамической грузоподъемности.

Подбор подшипников ведут по наиболее нагруженной опоре. Для опор вала, как правило, принимают одинаковые подшипники, что ведет к уменьшению количества типоразмеров подшипников в конструкции. Радиальные шариковые подшипники воспринимают небольшие осевые усилия в пределах 15...20 % от неиспользованной радиальной нагрузки, что позволяет иногда использовать их в опорах вала с косозубыми колесами.

В заключение необходимо представить эскиз вала с нанесением на нем всех его размеров.

Задача № 1

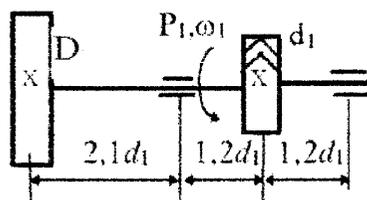


Рис. 2.41

Рассчитать ведущий вал редуктора (рис. 2.41), на конце которого установлен шкив ременной передачи диаметром D. Сила давления на вал от ременной передачи $F_{p,n}=2,5F_t$ и расположена под углом 45° к горизонту (F_t - окружное усилие на шкиве). Передаваемая

мощность P_1 , угловая скорость ω_1 , делительный диаметр шевронной шестерни d_1 приведены в табл. 2.41. Подобрать подшип-

ники качения для опор вала и шпонки, соединяющие ступицы с валом. Материал вала – сталь 40.

Таблица 2.41

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2
ω_1 , рад/с	140	130	120	110	100	90	80	70	60	50
D, мм	350	350	400	400	450	450	450	500	500	500
d_1 , мм	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75

Задача № 2

Рассчитать ведущий вал конического редуктора (рис. 2.42), на выходном конце которого установлен шкив ременной передачи диаметром D. Подобрать подшипники опор вала и шпонки, соединяющие ступицы с валом. Сила давления на вал от ременной передачи расположена в плоскости, перпендикулярной чертежу и равна $2,4F_t$, где F_t - окружное усилие на шкиве. Угловая скорость вала ω_1 , средний делительный диаметр конической шестерни d_{e1} , передаточное число редуктора u . Материал вала – сталь 40X. Данные для расчета приведены в табл. 2.42.

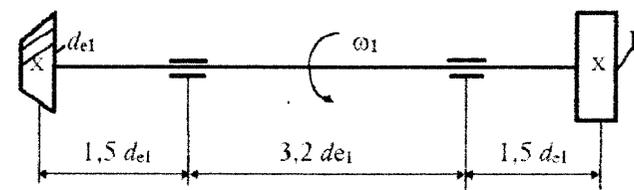


Рис. 2.42

Таблица 2.42

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0
D, мм	260	260	280	280	300	300	320	320	340	340
d_{e1} , мм	26	26	28	28	30	30	32	32	34	34
ω_1 , рад/с	70	70	90	90	100	100	150	150	85	85
U	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1

Задача № 3

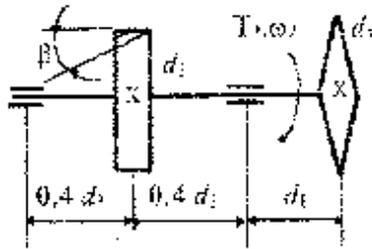


Рис. 2.43

Рассчитать ведомый вал цилиндрического косозубого редуктора (рис. 2.43), на выходном конце которого установлена звездочка цепной передачи. Подобрать шпоночное соединение для ступицы звездочки и подшипники опор вала. Передаваемый момент T_2 , угловая скорость ω_2 , делительные диаметры зубчатого колеса d_2 и звездочки d_1 , угол наклона зубьев $\beta=0,25$ рад. Нагрузка на вал от цепной передачи $F_{ц.п.}=1,1F_t$ и расположена под углом 30° к горизонту (F_t - окружное усилие). Материал вала – сталь 40. Данные для расчета приведены в табл. 2.43.

Таблица 2.43

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_2 , Нм	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900
ω_1 , рад/с	75	85	65	90	110	100	90	80	70	60
d_1 , мм	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370
d_2 , мм	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160

Задача № 4

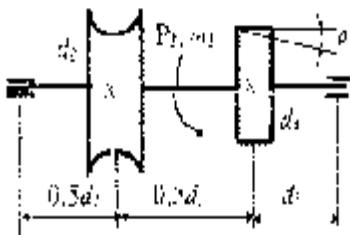


Рис. 2.44

Рассчитать промежуточный вал червячно-цилиндрического редуктора (рис. 2.44). Подобрать подшипники качения для опор вала и шлицевое соединение червячного колеса с валом. Передаваемая мощность P_2 , угловая скорость ω_2 , делительный диаметр шестерни d_1 , окружные усилия на червячном колесе F_{t2}

и червяке F_{t1} приведены в табл. 2.44. Угол наклона зубьев $\beta = 0,22$ рад. Материал вала – сталь 45.

Таблица 2.44

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10
ω_2 , рад/с	5,2	5,4	5,6	5,8	6,0	6,2	6,4	6,6	6,8	7,0
d_1 , мм	65	70	75	80	85	90	85	80	75	70
F_{t2} , кН	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0
F_{t1} , кН	1,0	1,5	2,0	2,5	2,6	2,7	3,0	3,2	3,4	3,6

Задача № 5

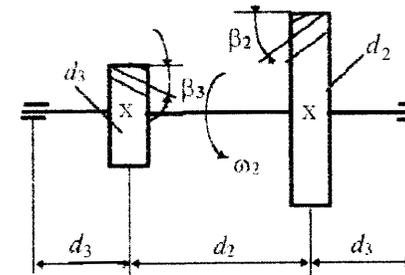


Рис. 2.45

Рассчитать промежуточный вал редуктора (рис. 2.45). Подобрать подшипники опор вала и шпонки, соединяющие ступицы колес с валом. Делительный диаметр шестерни d_3 , окружные усилия на шестерне F_{t3} , на колесе F_{t2} , угловая скорость ω_2 приведены в табл. 2.45. Углы наклона зубьев $\beta_3=0,2$ рад, $\beta_2=0,23$ рад.

Материал вала – сталь 40.

Таблица 2.45

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{t2} , кН	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,6	3,0	3,2
F_{t3} , кН	2,0	2,5	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,0	6,5
d_3 , мм	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
ω_2 , рад/с	110	100	95	90	85	80	75	70	65	60

Задача № 6

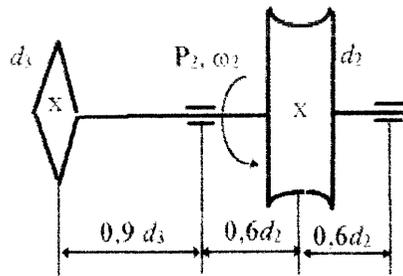


Рис. 2.46

Рассчитать ведомый вал редуктора (рис. 2.46) (передаточное число - u , КПД - η), на выходном конце которого установлена ведущая звездочка цепной передачи. Подобрать подшипники опор вала и шлицевое соединение червячного колеса с валом. Передаваемая валом мощность P_2 , угловая скорость ω_2 , делительные диаметры: червячного колеса d_2 , червяка d_1 , звездочки d_3 . Нагрузка на вал от цепной передачи $F_{ц,п}=1,1F_t$ и расположена под углом 45° к горизонту (F_t - окружное усилие на звездочке). Материал вала – сталь 45X.

Данные для расчета приведены в табл. 2.46.

Таблица 2.46

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
ω_2 , рад/с	8,0	8,0	6,5	6,0	6,0	6,5	6,5	7,0	7,0	7,5
u	24	28	32	36	40	36	32	28	24	20
η	0,82	0,80	0,75	0,75	0,70	0,75	0,75	0,80	0,82	0,82
d_1 , мм	60	60	70	65	60	55	50	45	40	35
d_2 , мм	200	205	210	215	220	225	230	235	240	245
d_3 , мм	130	140	130	140	140	130	130	140	135	135

Задача № 7

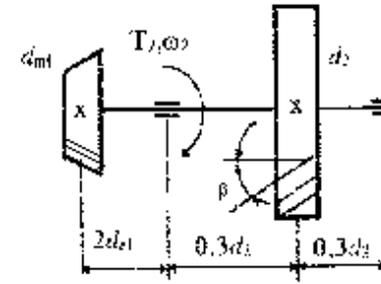


Рис. 2.47

Рассчитать ведомый вал редуктора (рис. 2.47), на выходном конце которого установлена шестерня открытой редечи. Подобрать подшипники опор вала и проверить шпонки, соединяющие ступицы колес с валом. Передаваемый момент T_2 , угловая скорость ω_2 , делительный диаметр колеса d_2 , средний делительный диаметр конической шестерни d_{m1} заданы в табл. 2.47. Угол при вершине начального конуса $\delta=2\pi/6$ рад, угол наклона зубьев $\beta=0,25$ рад. Материал вала – сталь 45.

Таблица 2.47

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_2 , Нм	1050	1000	950	900	850	800	750	700	650	600
ω_2 , рад/с	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
d_2 , мм	400	380	360	340	320	300	370	350	310	300
d_{m1} , мм	150	140	130	125	120	110	100	95	90	90

Задача № 8

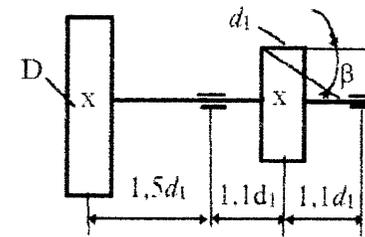


Рис. 2.48

Рассчитать ведущий вал редуктора (рис. 2.48), на входном конце которого установлен шкив ременной передачи диаметром D . Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шпонки, соединяющие ступицы с валом. Сила давления на вал от ременной передачи $F_{р,п}=2,4F_t$ и

расположена под углом 60° к горизонту (F_t - окружная сила на шкиве). Передаваемая мощность P_1 , угловая скорость ω_1 , окружная сила на косозубой шестерне F_{t1} , угол наклона зубьев $\beta=0,24$ рад. Материал вала – сталь 30. Данные для расчета приведены в табл. 2.48.

Таблица 2.48

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,58	5,0
ω_1 , рад/с	70	75	85	90	95	100	140	150	155	160
F_{t1} , кН	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2
D , мм	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400
d_1 , мм	120	150	180	210	220	240	280	300	320	340

Задача № 9

Рассчитать ведомый вал конического редуктора с передаточным числом $u=2,5$ (рис. 2.49), на выходном конце которого установлена звездочка цепной передачи. Подобрать подшипники качения для опор вала и рассчитать шпонки, соединяющие ступицы звездочки и колеса с валом. Передаваемая валом мощность P_2 , угловая скорость ω_2 , средний диаметр конического колеса d_{m2} , звездочки d_1 . Нагрузка на вал от цепной передачи $F_{ц.п}=1,05F_t$ и расположена под углом 30° к горизонту (F_t - окружное усилие на звездочке). Материал вала – сталь 45. Данные для расчета приведены в табл. 2.49.

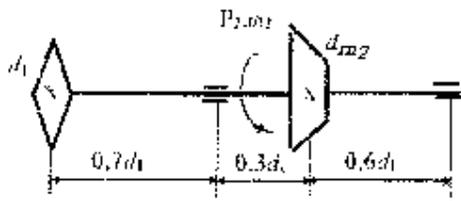


Рис. 2.49

Таблица 2.49

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
ω_1 , рад/с	20	25	30	35	40	45	40	35	30	25
d_{m2} , мм	110	120	140	150	160	155	145	135	125	115
d_1 , мм	60	70	80	90	95	90	85	75	65	55

Задача № 10

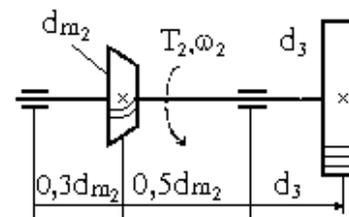


Рис. 2.50

Рассчитать ведомый вал конического редуктора (рис. 2.50), на выходном конце которого установлена цилиндрическая шестерня. Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шпонку, соединяющую ступицу колеса с валом. Передаваемый валом момент T_2 , угловая скорость ω_2 , средний диаметр конического колеса с круговым зубом углом наклона $\beta_n = 38^\circ$ d_{m2} , делительный диаметр шестерни d_3 приведены в табл. 2.50. Передаточное число конической передачи - 2,5. Материал вала – сталь 45.

Таблица 2.50

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_2 , Нм	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450
ω_2 , рад/с	45	50	55	60	65	55	50	45	40	35
d_{m2} , мм	210	215	220	230	250	260	240	245	255	265
d_3 , мм	110	120	150	155	162	180	190	170	165	140

ГЛАВА 3 Примеры расчетов

Особенность методики решения задач по курсу деталей машин по сравнению с другими заключается, главным образом, в необходимости пользоваться справочной технической литературой, стандартами, таблицами, составлять расчетные схемы и эскизы, осуществлять выбор допускаемых величин и коэффициентов.

В настоящей главе рассмотрены примеры в виде типовых задач, при выполнении которых показаны общие приемы решения задач по основным разделам дисциплины и объем выполняемых расчетов. В то же время при выполнении расчетов авторы в настоящей главе намеренно не указывали, как это требуют правила, информационные источники с отметкой страниц и таблиц, откуда взяты расчетные формулы, допускаемые напряжения и другие величины. По мнению авторов приведенные по ходу решения примеров ссылки на конкретный источник могут ограничить инициативу студентов по поиску и использованию стандартов или ведомственных нормативов, обоснованию в выборе различных величин и коэффициентов, значения которых, преимущественно имеющих экспериментальный характер, разнятся в отдельных источниках. Вместе с тем, с целью облегчения работы студентов при выполнении самостоятельных видов работ в Приложении приведен необходимый справочный материал.

Пример № 1.

Крепление зубчатого колеса к барабану грузоподъемного устройства чаще всего осуществляется при помощи болтов.

Рассчитать болты крепления (рис 3.1.), если вес поднимаемого груза $Q = 20$ кН, диаметр барабана $D_1 = 250$ мм и диаметр окружности центров болтов $D_0 = 400$ мм. Расчёт выполнить для болтов, установленных в отверстие с зазором и без зазора. Материал барабана – чугун, материал колеса – сталь. Недостающими данными задаться.

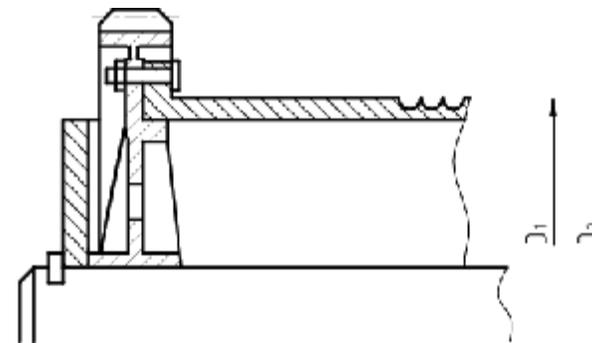


Рис. 3.1. Схема крепления колеса к барабану лебедки

Решение. 1. При установке болта в отверстия соединяемых деталей без зазора разрушение его может произойти в результате среза болта, поэтому условие прочности стержня болта по допускаемым напряжениям имеет вид

$$\tau_c = 4F / (\pi d_{\text{нар}}^2 z) \leq [\tau_c],$$

где $[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез; $d_{\text{нар}}$ – диаметр стержня болта; z – число болтов соединения; F – действующая на соединение поперечная сила, в нашем случае равная

$$F = Q + \frac{2T}{D_0} = Q + \frac{QD_1}{D_0}.$$

Приняв $z = 4$ и материал болтов – сталь 45, для которого $[\tau_c] \approx 0,25 \sigma_T = 0,25 \cdot 360 = 90$ МПа, определяем диаметр стержня болта

$$d_{\text{нар}} \geq \sqrt{\frac{4(Q + QD_1/D_0)}{\pi[\tau_c]}} = \sqrt{\frac{4(20000 + 20000 \cdot 0,25/0,4)}{3,14 \cdot 90 \cdot 10^6}} = 0,011 \text{ м}$$

Выбираем болт с резьбой М12.

2. Взаимная неподвижность соединения посредством болтов, установленных в отверстия с зазором и нагруженных поперечной силой, обеспечивается силами трения на стыке соединения деталей.

Условие прочности болта имеет вид

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d_1^2 \cdot f \cdot z} \leq [\sigma_p],$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы; f – коэффициент трения на стыке деталей.

Для сравнения с первым случаем (болт поставлен в отверстие без зазора) принимаем количество болтов $z = 4$ и при $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 360 = 216$ МПа и $f = 0,2$ диаметр резьбы на стержне болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3(Q + QD_1/D_0)}{\pi z f [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3(20000 + 20000 \cdot 0,25/0,4)}{3,14 \cdot 4 \cdot 0,2 \cdot 216}} = 17,6 \text{ мм}$$

Этому значению d_1 удовлетворяет болт М22.

Пример № 2.

Рассчитать болты, которыми стойка прикрепляется к стальной плите (рис. 3.2).

Исходные данные : $F = 10$ кН, $a = 120$ мм, $b = 300$ мм, $e = 20$ мм, $l = 280$ мм, $b_0 = 250$ мм.

Решение. 1. Разложив силу F на составляющие:

$$F_x = F \cdot \cos 30^\circ = 10 \cdot \cos 30^\circ = 8,66 \text{ кН},$$

$$F_y = F \cdot \sin 30^\circ = 10 \cdot \sin 30^\circ = 5 \text{ кН},$$

заменим их действие силами F_x и F_y , приложенными в центре стыка, и моментом

$$M = F_x l - F_y (b_0/2 - e) = 8,66 \cdot 280 - 5(250/2 - 20) = 1900 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

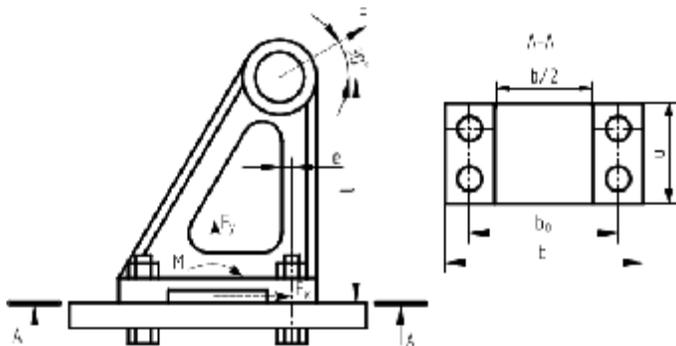


Рис. 3.2. Схема крепления стойки к плите

2. Рассмотрим расчет по условию нераскрытия стыка от действия силы F_y и момента M , считая осью поворота ось симметрии стыка.

От затяжки болтов на стыке возникают напряжения смятия $\sigma_{зат}$, которые можно считать распределенными по площади стыка равномерно

$$\sigma_{зат} = F_{зат} \cdot z / A_{ст},$$

где $F_{зат}$ – сила затяжки болтов; z – число болтов; $A_{ст}$ – площадь стыка.

Под действием момента M и силы F_y напряжения в стыке изменяются и имеют вид (принимаем коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0$, что идет в запас по условию нераскрытия стыка)

$$\sigma_{F_y} \approx F_y / A_{ст} \text{ и } \sigma_M \approx M / W_{ст}$$

Здесь для рассматриваемого несплошного стыка $A_{ст} = (1/2)ab$ и

$$W_{ст} = 7/8 \left(\frac{ab^2}{6} \right).$$

По условию нераскрытия стыка запишем

$$\sigma_{зат} = k_{ст} (\sigma_{F_y} + \sigma_M)$$

Приняв коэффициент запаса по нераскрытию стыка $k_{ст} = 2$ (обычно принимают $k_{ст} = 1,3 \dots 2$), получим

$$\sigma_{зат} = k_{ст} \left(\frac{2F_y}{ab} + \frac{48M}{7ab^2} \right) = 2 \left(\frac{2 \cdot 5 \cdot 10^3}{120 \cdot 300} + \frac{48 \cdot 1900 \cdot 10^3}{7 \cdot 120 \cdot 300^2} \right) = 2,97 \text{ МПа}$$

и соответственно

$$F_{зат} = \frac{\sigma_{зат} A_{ст}}{z} = \frac{2,97 \cdot 120 \cdot 300}{4 \cdot 2 \cdot 10^3} = 13,4 \text{ кН}$$

3. Проверим достаточность затяжки болтов по условию отсутствия сдвига деталей в стыке по формуле

$$(F_{зат} z \pm F_y) f \geq k' F_x,$$

где f – коэффициент трения в стыке: $f \approx 0,15 \dots 0,20$ – сталь по стали (чугуну); $k' \approx 1,3 \dots 2$ – коэффициент запаса по сдвигу.

При $f = 0,18$ и $k' = 1,5$

$$(F_{зат} z + F_y) f = (13,4 \cdot 4 + 5) 0,18 = 10,5 \text{ кН},$$

$$k'F_x = 1,5 \cdot 8,66 = 13,0 \text{ кН}$$

Неравенство не выполняется, следовательно затяжка не достаточна и тогда требуемая сила затяжки из условия отсутствия сдвига стойки при тех же значениях f и k' равна

$$F_{\text{зат}} \geq 1/z (k'F_x/f - F_y) = 1/4 (1,5 \cdot 8,66/0,18 - 5) \geq 16,8 \text{ кН}$$

Окончательно принимаем $F_{\text{зат}} = 17 \text{ кН}$.

Так как материал плиты, к которой прикреплена стойка, сталь, то нет необходимости проверки условия прочности основания по максимальным напряжениям смятия.

4. Прочность болтов оценивают по формуле

$$\sigma_p = 1,3F_p / \left(\frac{\pi}{4} d_1^2 \right) \leq [\sigma_p],$$

в которой для определения расчетной нагрузки F_p целесообразно воспользоваться выражением

$$F_p = F_{\text{зат}} + (0,2 \dots 0,3)F$$

Осевая внешняя сила F , приходящаяся на наиболее нагруженный болт, равна

$$F = F_M + F_y/z,$$

где $F_M = 4M/(b_0 \cdot z)$ – внешняя нагрузка от действия момента.

Таким образом, расчетная осевая нагрузка, действующая на один из левых болтов, равна

$$F_p = F_{\text{зат}} + 0,25 \left(\frac{4M}{b_0 z} + \frac{F_y}{z} \right) = 17 + 0,25 \left(\frac{4 \cdot 1900 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 4} + \frac{5}{4} \right) = 19,2 \text{ кН}$$

Примем для стали Ст. 3 предел текучести $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$ и коэффициент запаса прочности для болтов $[S] = 3$ и определим для них допустимое напряжение на растяжение

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [S] = 200/3 = 66,7 \text{ МПа}$$

Требуемый внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 \geq \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot F_p / (p [\sigma_p])} = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 19200 / (p \cdot 66,7)} = 21,8 \text{ мм}$$

По стандарту принимаем М24 с шагом $p = 2 \text{ мм}$, для которого $d_1 \approx 21,8 \text{ мм}$.

Пример № 3.

Проверить прочность сварных швов барабана лебёдки (рис. 3.3). Натяжение каната, навиваемого на барабан, $S_{\text{max}} = 30 \text{ кН}$. Материал деталей барабана – сталь 35. Сварные швы выполнены по ГОСТ 5264-80 электродом Э42.

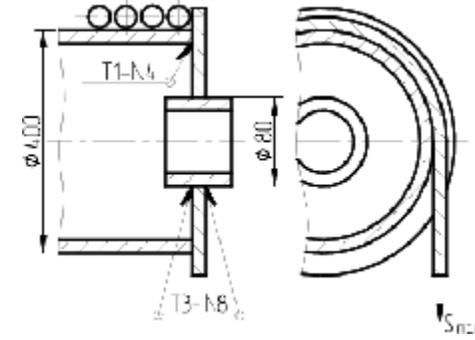


Рис. 3.3. Сварной барабан лебёдки.

Решение. 1. Допускаемое напряжение на срез сварных швов выбираем, исходя из допускаемого напряжения на растяжение основного материала, т.е. стали 35 ($\sigma_T = 300 \text{ Н/мм}^2$). При ручной дуговой сварке электродами Э42 и запасе прочности $S = 1,4$

$$[t']_{cp} = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot \sigma_m / S = 0,6 \cdot 300 / 1,4 = 129 \text{ МПа.}$$

2. Швы у обечайки барабана проверяем на срез, приняв общую длину шва $l_{\text{ш}} = 50k = 50 \cdot 4 = 200 \text{ мм}$, так как обычно в инженерной практике из-за неравномерности распределения напряжений длину швов ограничивают $l_{\text{ш}} \leq 50k$

$$\tau'_{cp} = \frac{S_{\text{max}}}{0,7kl_{\text{ш}}} = \frac{30000}{0,7 \cdot 4 \cdot 50 \cdot 4} = 53,4 \text{ МПа}$$

3. Швы у ступицы рассчитываем на совместное действие кручения и среза, при этом условно принимаем, что катет шва мал по сравнению с диаметром ступицы, а напряжения распределены равномерно по кольцевой площадке разрушения шва.

Напряжение среза (соответствующее поперечной силе S_{max})

$$\tau_s = \frac{S_{\max}}{2\pi d_{\text{ст}} 0,7k} = \frac{30000}{2 \cdot 3,14 \cdot 80 \cdot 0,7 \cdot 8} = 10,7 \text{ МПа.}$$

Напряжение, соответствующее крутящему моменту

$$T = S_{\max} D_{\text{бар}} / 2 = 30000 \cdot 400 / 2 = 6 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$\tau_T = \frac{2T}{2\pi d_{\text{ст}}^2 0,7k} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^6}{2 \cdot 3,14 \cdot 80^2 \cdot 0,7 \cdot 8} = 53,3 \text{ МПа}$$

4. Поскольку направления напряжений τ_s и τ_T совпадают, суммарное напряжение

$$\tau = \tau_s + \tau_T = 10,7 + 53,3 = 64 \text{ МПа} \leq [\tau]_{\text{ср}} = 129 \text{ МПа}$$

Пример № 4.

Определить число винтов, соединяющих крышку с цилиндрическим сосудом сжатого газа (рис. 3.4). Давление газа в цилиндре по манометру $p = 0,8$ МПа. Материал цилиндра и крышки – стальное литьё, материал прокладки – полиэтилен.

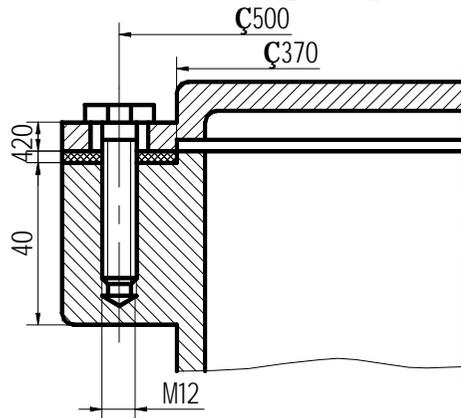


Рис. 3.4. Соединение крышки с сосудом.

Решение. 1. Примем винты нормальной точности, изготовленные из стали Ст. 3. Очевидно, что винты в данном соединении должны быть поставлены с предварительной затяжкой. Возможна последующая затяжка винтов при рабочем режиме. Винты соединения нагружены одинаково. Внешняя сила F_B , действующая на болтовое соединение, представляет собой силу внутреннего давления сжатого газа на крышку сосуда:

$$F_B = (\pi D_1^2 / 4) p = (3,14 \cdot 0,37^2 / 4) \cdot 0,8 \cdot 10^6 = 86000 \text{ Н}$$

2. Примем для стали Ст. 3 предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа. Допускаемый коэффициент запаса прочности для винтов М12 $[S] = 3$, определим для них допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = \sigma_T / [S] = 220 / 3 = 73,3$ МПа.

3. Определим осевую растягивающую винт силу F_a , действующую на него после предварительной затяжки и приложения внешней силы F_B из формулы

$$\sigma_p = \frac{1,3F_a}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p]$$

[для винтов М12 (с крупным шагом) внутренний диаметр $d_1 = 10,1$ мм]

$$F_a \leq \frac{\pi d_1^2 [\sigma_p]}{1,3 \cdot 4} = \frac{3,14 \cdot 10,1^2 \cdot 10^{-6} \cdot 73,3 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4} = 4520 \text{ Н}$$

4. По стандарту наружный диаметр опорной поверхности головки винта $a = 18$ мм ($a \approx 1,5d = 1,5 \cdot 12 = 18$ мм). Принимаем модули упругости материала винта (сталь Ст. 3) $E_B = 2 \cdot 10^5$ МПа, материала сосуда и крышки (стальное литье) $E_D = 2 \cdot 10^5$ МПа, полиэтиленовой прокладки $E_{\Pi} = 7 \cdot 10^5$ МПа.

Длину винта принимаем $l_B = 45$ мм из конструктивных соображений.

5. Коэффициент податливости винта

$$\lambda_B = \frac{4l_B}{E_B \pi d^2} = \frac{4 \cdot 45}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 12^2} = 0,199 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н}$$

Диаметр отверстия для винта примем $d_0 = 14$ мм.

6. При соединении крышки посредством винтов коэффициент податливости скрепляемых винтом деталей

$$\lambda_D = \frac{l_k}{E_D \frac{\pi}{4} \left[(a^2 + 0,5l_k)^2 - d_0^2 \right]} + \frac{l_{\Pi}}{E_{\Pi} \frac{\pi}{4} \left[(a + 0,5l_{k+\Pi})^2 - d^2 \right]} =$$

$$= \frac{4 \cdot 20}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \left[(18 + 0,5 \cdot 20)^2 - 14^2 \right]} +$$

$$+ \frac{4 \cdot 4}{7 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \left[(18 + 0,5 \cdot 24)^2 - 12^2 \right]} = 0,985 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н}$$

7. Коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_b) = 0,985 \cdot 10^{-8} / (0,985 \cdot 10^{-8} + 0,199 \cdot 10^{-9}) = 0,83$$

8. Приняв коэффициент затяжки винта $k_{зат} = 3$, определим внешнюю нагрузку, приходящую на один винт, по формуле

$$F = \frac{F_a}{k(1-\chi) + \chi} = \frac{4520}{3(1-0,83) + 0,83} = 3370 \text{ Н}$$

9. Необходимое число винтов

$$z \geq F_B / F = 86000 / 3370 = 25,5,$$

принимаем $z = 26$.

Пример №5.

Фасонка (рис. 3.5) крепится к швеллеру шестью заклёпками. Проверить на прочность заклёпочное соединение. Диаметр отверстий под заклепки $d_0 = 13$ мм. Материал заклёпок и соединяемых элементов – сталь Ст. 3; нагрузка статическая.

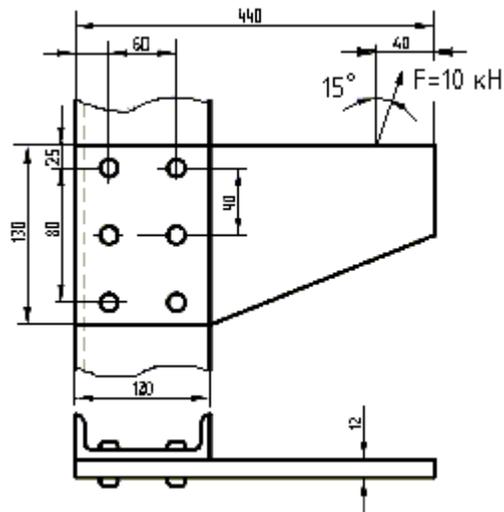


Рис. 3.5. Схема крепления фасонки к швеллеру

Решение. 1. Перенесем силу F в центр тяжести поперечных сечений заклёпок (т. О на рис. 3.6), приложив одновременно к фасонке момент

$$M = F \cos \beta \cdot L_B - F \sin \beta \cdot L_T =$$

$$= 10 \cdot 0,966 \cdot 340 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 0,259 \cdot 65 \cdot 10^{-3} = 3,12 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

($L_B = 140$ мм, $L_T = 65$ мм – расстояния от центра О до линий действия соответственно вертикальной и горизонтальной составляющих усилия F).

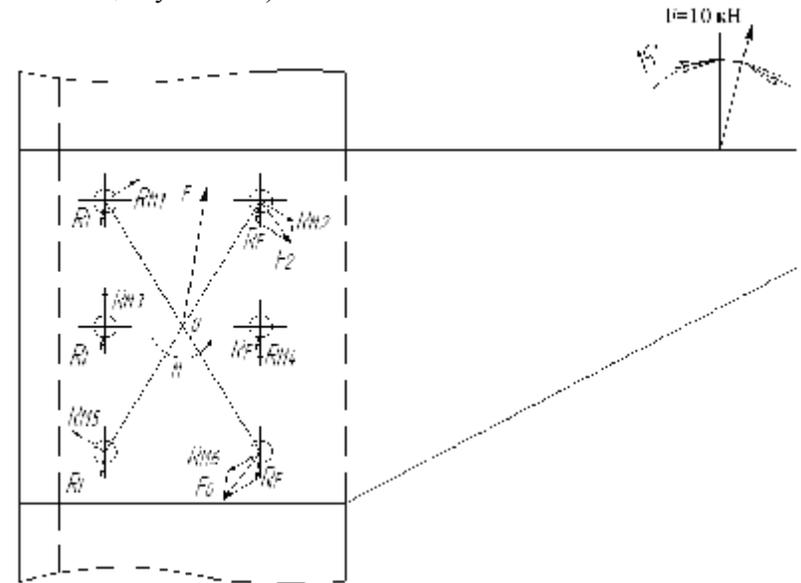


Рис. 3.6. Усилия, действующие на заклепки соединения.

2. Предположим, что сила F равномерно распределяется между всеми заклёпками в соединении и вызовет со стороны каждой заклепки реакцию

$$R_F = F/6 = 10/6 = 1,67 \text{ кН,}$$

направленную под углом $\beta = 15^\circ$ к вертикали, а момент M – реакцию

$$R_{M_i} = k \cdot r_i,$$

где k – коэффициент, одинаковый для всех заклепок; r – расстояние от центра O до оси заклепок, определяемое из рис. 3.6, для заклепок 1, 2, 5 и 6 $r = 50$ мм, для заклепок 3 и 4 $r = 30$ мм.

Направление реакций R_{M_i} примем перпендикулярным отрезку r_i . Из уравнения моментов сил, приложенных к фланске

$$\sum R_{M_i} r_i = \sum k r_i^2 = M,$$

определяем коэффициент k

$$k = \frac{M}{\sum r_i^2} = \frac{3,12}{(50^2 + 50^2 + 30^2 + 30^2 + 50^2 + 50^2) \cdot 10^{-6}} = 264 \text{ кН/м}$$

и рассчитываем реакции R_{M_i} :

$$R_{M_1} = R_{M_2} = R_{M_5} = R_{M_6} = 13,2 \text{ кН}; \quad R_{M_3} = R_{M_4} = 7,92 \text{ кН}$$

3. Сложив геометрически любую из реакций R_{M_i} с реакцией R_F , определяем полное усилие F , воспринимаемое соответствующей заклепкой. Из рис. 3.6. следует, что заклепка соединения под номером 6 испытывает наибольшую нагрузку, равную

$$F_{\max} = F_6 = \sqrt{R_F^2 + R_{M_6}^2 + 2R_F R_{M_6} \cos \gamma} = \\ = \sqrt{1,67^2 + 13,2^2 + 2 \cdot 1,67 \cdot 13,2 \cos 22^\circ} = 14,8 \text{ кН},$$

здесь γ – угол между направлениями реакций R_F и R_{M_6} , определяемый из рис. 3.6. $\gamma = 90^\circ - [90^\circ - \arctg(40/30)] - 15^\circ = 22^\circ$

Для сравнения: нагрузка на заклепку 2

$$F_2 = \sqrt{1,67^2 + 13,2^2 + 2 \cdot 1,67 \cdot 13,2 \cdot \cos 68,1^\circ} = 13,9 \text{ кН}; \quad \text{на за}$$

$$\text{клепку 4} \quad F_4 = \sqrt{1,67^2 + 7,92^2 + 2 \cdot 1,67 \cdot 7,92 \cdot \cos 15^\circ} = 8,85 \text{ кН}.$$

4. По усилию F_6 проверяем заклепку на срез и стенку отверстия в швеллере на смятие

$$\tau_c = 4F_6 / (\pi d_0^2) = 4 \cdot 14,8 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 13^2) = 112 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см} = R / (\delta d_0) = 14,8 \cdot 10^3 / (5,5 \cdot 13) = 207 \text{ МПа}$$

($\delta = 5,5$ – толщина стенки швеллера № 12).

При расчете прочных заклепочных швов стальных конструкций при статическом нагружении допускаемые напряжения для заклепок из Ст. 3 принимают $[\tau_c] = 140$ МПа и $[\sigma_{см}] = 320$ МПа. Таким образом рассмотренное заклепочное соединение работоспособно.

Пример №6.

Рассчитать из условия контактной прочности ширину четырёх фрикционных катков 1, на которых расположен барабан сушилки 2 массой 10 тонн.

Угловая скорость катков $\omega_1 = 1,2$ рад/с, угловая скорость барабана $\omega_2 = 0,07$ рад/с. Фрикционная дорожка барабана изготовлена из чугуна СЧ15, катки – из стали 35Л.

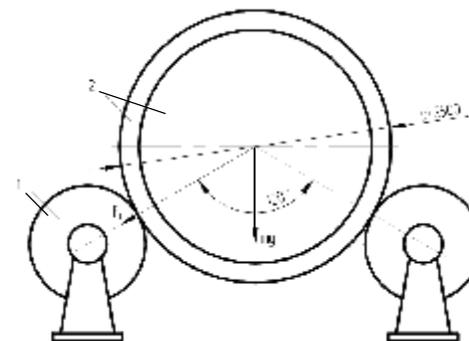


Рис. 3.7. Фрикционный привод сушильного барабана

Решение. 1. Контакт катков с фрикционной дорожкой барабана осуществляется по линии, поэтому расчетные контактные напряжения определяем по формуле

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{F_n E_{пр} / (b r_{пр})} \leq [\sigma_n].$$

Здесь: F_n – нормальная к поверхности контакта сила, приходящаяся на один каток и определяемая (см. рис. 3.7)

$$F_n = mg / (z \cos 60^\circ) = 10 \cdot 9,81 / (4 \cdot \cos 60^\circ) = 49,05 \text{ кН};$$

($z = 4$ – количество катков)

$E_{пр}$ – приведенный модуль упругости, равный при $E_1 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа (для чугуна) и $E_2 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа (для стали)

$$E_{пр} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 10^5 \cdot 2,15 \cdot 10^5}{0,9 \cdot 10^5 + 2,15 \cdot 10^5} = 1,27 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

$\rho_{\text{пр}} = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}$ - радиус кривизны цилиндрических поверхностей в

месте контакта, где $r_2 = 2500/2 = 1250$ мм – радиус дорожки барабана, $r_1 = \omega_2 r_2 / \omega_1 = 0,07 \cdot 1250 / 1,2 = 73$ мм

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{73 \cdot 1250}{73 + 1250} = 69 \text{ мм.}$$

2. Допускаемое контактное напряжение для металлической пары при работе всухую $[\sigma_{\text{н}}] = (1,2 \dots 1,5)$ НВ. Приняв твердость поверхности катков 250 НВ ($[\sigma_{\text{н}}] = 350$ МПа) и преобразовав формулу прочности фрикционной передачи относительно ширины катка, получим

$$b \geq \frac{0,418^2 F_{\text{н}} E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} [\sigma_{\text{н}}]^2} = \frac{0,418^2 \cdot 49,05 \cdot 10^3 \cdot 1,27 \cdot 10^5}{69 \cdot 350^2} = 129 \text{ мм}$$

Окончательно принимаем $b = 130$ мм.

Пример №7.

Подобрать электродвигатель для привода пластинчатого конвейера (рис. 3.8), состоящего из двухступенчатого соосного редуктора с внутренним зацеплением и цепной передачи. Рассчитать передачи редуктора. Тяговое усилие приводной звёздочки конвейера $F_{\text{ц}} = 10$ кН, скорость движения цепи конвейера $v_{\text{к}} = 0,6$ м/с, число зубьев приводной звёздочки конвейера $Z_{\text{к}} = 11$, шаг тяговой цепи конвейера $p_{\text{ц}} = 0,1$ м. Срок службы конвейера $t = 15$ тыс. час. Режим нагружения – III (средний нормальный).

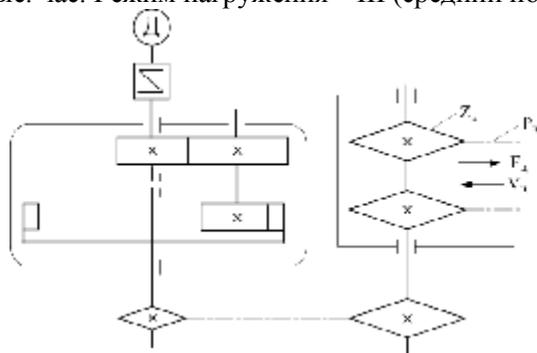


Рис. 3.8. Кинематическая схема привода конвейера

Решение. 1. Кинематический расчет привода.

1.1. Выбор электродвигателя.

Находим общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_3^2 \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{п}} = 0,97^2 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 0,866,$$

где $\eta_3 = 0,97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи на подшипниках качения; $\eta_{\text{ц}} = 0,93$ – КПД цепной передачи на подшипниках; $\eta_{\text{п}} = 0,99$ – КПД опор приводного вала.

Определим потребную мощность электродвигателя при мощности на валу приводных звездочек конвейера $P_{\text{в}} = F_{\text{ц}} \cdot v_{\text{к}} = 10 \cdot 0,6 = 6$ кВт

$$P_{\text{э.тр}} = P_{\text{в}} / \eta_{\text{общ}} = 6 / 0,866 = 6,93 \text{ кВт}$$

Требуемую частоту вращения вала электродвигателя вычислим, подставляя в формулу для $n_{\text{э.тр}}$ средние значения передаточных чисел из рекомендуемого диапазона для цепной и двух зубчатых передач

$$n_{\text{э.тр}} = n_{\text{в}} u'_{\text{ц}} (u'_3)^2 = 32,3 \cdot 2,25 \cdot 4,5^2 = 1470 \text{ мин}^{-1},$$

где частота вращения вала конвейера $n_{\text{в}} = \frac{30 \omega b}{\pi} = \frac{30 \cdot 2 \cdot v_{\text{к}}}{\pi D_3} =$

$$= \frac{30 \cdot 2 \cdot v_{\text{к}} \sin(180/z_{\text{к}})}{\pi p_{\text{ц}}} = \frac{30 \cdot 2 \cdot 0,6 \cdot 0,2818}{3,14 \cdot 0,1} = 32,3 \text{ мин}^{-1}, \quad u'_{\text{ц}} - \text{пе-}$$

редаточное число цепной передачи; u'_3 - передаточное число зубчатой редукторной передачи.

По каталогу подбираем электродвигатель АИР 132 S4: $P = 7,5$ кВт; $n = 1440 \text{ мин}^{-1}$.

1.2 Уточнение передаточных чисел

$$u_{\text{общ}} = n / n_{\text{в}} = 1440 / 32,3 = 44,6.$$

Окончательно приняв передаточное число цепной передачи $u_{\text{ц}} = 2,25$, получим передаточное число редуктора

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{общ}} / u_{\text{ц}} = 44,6 / 2,25 = 19,8$$

В двухступенчатом соосном редукторе с внутренним зацеплением рекомендуется принять

$$u_6 = 2\sqrt[3]{u_{ред}} = 2\sqrt[3]{19,8} = 5,42,$$

$$u_T = u_{ред}/u_6 = 19,8/5,42 = 3,65.$$

1.3. Определение вращающих моментов на валах привода.

Вращающий момент на приводном валу конвейера

$$T_B = F_{ц} D_3 / 2 = F_{ц} p_{ц} / (2 \cdot \sin 180 / z_K) = 10 \cdot 10^3 \cdot 0,1 / (2 \cdot 0,2818) = 1770 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент на валу колеса тихоходной ступени редуктора

$$T_{2T} = T_B / (\eta_{п} \eta_{ц} u_{ц}) = 1770 / (0,99 \cdot 0,93 \cdot 2,25) = 854 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Вращающий момент на валу колеса быстроходной ступени

$$T_{26} = T_{2T} / (\eta_3 u_T) = 854 / (0,97 \cdot 3,65) = 241 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент на валу шестерни быстроходной ступени

$$T_{16} = T_{26} / (\eta_3 u_6) = 241 / (0,97 \cdot 5,42) = 45,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2. Расчет тихоходной ступени редуктора – зубчатой передачи с внутренним прямозубым зацеплением.

Расчет передач соосного редуктора рекомендуется начинать с тихоходной ступени как наиболее нагруженной и в основном определяющей габариты редуктора.

Выбираем: материал колеса и шестерни – сталь 40Х; термообработка колеса – улучшение, твердость 269...302 НВ; термообработка шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности 45...50 HRC.

2.1. Определение допускаемых напряжений.

Допускаемое контактное напряжение для шестерни

$$[\sigma]_{H_3} = \sigma_{H_3 \text{lim}} Z_{N_3} Z_R Z_V / S_H = 1008 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 1 / 1,1 = 1008 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{H_3 \text{lim}} = 17 \text{ HRC}_{\text{cp}} + 200 = 17 \cdot 47,5 + 200 = 1008 \text{ МПа}$ – предел прочностной выносливости; коэффициент долговечности

$$Z_{N_3} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG_3}}{\mu_H N_{K_3}}} = \sqrt[6]{\frac{6,63 \cdot 10^7}{4,24 \cdot 10^7}} = 1,08,$$

здесь: $N_{HG_3} = 30 \text{ HRC}_{\text{cp}}^{2,4} = 30 \cdot 440^{2,4} = 6,63 \cdot 10^7$ - число циклов нагру-

жения; $\mu_H N_{K_3} = 0,18 \cdot 60 \frac{n}{u_6} j t = 0,18 \cdot 60 \cdot \frac{1440}{5,5} \cdot 1 \cdot 15 \cdot 10^3 = 4,24 \cdot 10^7$ -

ресурс передачи; $\mu_H = 0,18$ - коэффициент эквивалентности для

III типа нагружения; Z_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, принимаем поверхность зубьев шлифованной $Z_R = 1$; Z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости, принимаем $Z_V = 1$; $S_H = 1,1$ – коэффициент запаса прочности улучшенных зубчатых колес.

Допускаемое контактное напряжение для тихоходной ступени

$$[\sigma]_{H_4} = \sigma_{H_4 \text{lim}} Z_{N_4} Z_R Z_V / S_H = 640 \cdot 1,12 \cdot 1 \cdot 1 / 1,1 = 652 \text{ МПа}$$

здесь: $\sigma_{H_4 \text{lim}} = 2 \text{ HRC}_{\text{cp}} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа}$;

$$Z_{N_4} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG_4}}{\mu_H N_{K_4}}} = \sqrt[6]{\frac{2,34 \cdot 10^7}{1,16 \cdot 10^7}} = 1,12,$$

где $N_{HG_4} = 30 \text{ HRC}_{\text{cp}}^{2,4} = 30 \cdot 285^{2,4} = 2,34 \cdot 10^7$;

$$\mu_H N_{K_4} = \mu_H \cdot 60 \frac{n}{u_6 u_T} n_3 t = 0,18 \cdot 60 \cdot \frac{1440}{5,5 \cdot 3,65} \cdot 1 \cdot 15 \cdot 10^3 = 1,16 \cdot 10^7$$

По аналогии определяем коэффициенты долговечности $Y_N = \sqrt[6]{N_{FG_4} / \mu_F N_K}$ для расчета $[\sigma]_{F_3}$ и $[\sigma]_{F_4}$. Здесь: $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$; $\mu_F = 0,065$ – коэффициент эквивалентности для III типа нагружения;

для зубьев шестерни:

$$\mu_F N_K = \mu_F \cdot 60 \frac{n}{u_6} j t = 0,065 \cdot 60 \cdot \frac{1440}{5,5} \cdot 1 \cdot 15 \cdot 10^3 = 15,3 \cdot 10^6,$$

так как $\mu_F N_K \geq N_{FG}$, принимаем $\mu_F N_K = N_{FG}$, следовательно $Y_{N_3} = 1$;

для зубьев колеса:

$$\mu_F N_K = \mu_F \cdot 60 \frac{n}{u_6 u_T} j t = 0,065 \cdot 60 \cdot \frac{1440}{5,5 \cdot 3,65} \cdot 1 \cdot 15 \cdot 10^3 = 4,2 \cdot 10^6$$

и $Y_{N_4} = 1$.

Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни

$$[\sigma]_{F_3} = \sigma_{F_3 \text{lim}} Y_{N_3} Y_R Y_A / S_F = 770 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 453 \text{ МПа};$$

зубьев колеса

$$[\sigma]_{F_4} = \sigma_{F_4 \text{ lim}} Y_{N_4} Y_R Y_A / S_F = 500 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 294 \text{ МПа};$$

где пределы выносливости соответственно зубьев шестерни $\sigma_{F_3 \text{ lim}} = 1,75 \text{ HB}_{\text{cp}} = 1,75 \cdot 440 = 770 \text{ МПа}$ и колеса

$\sigma_{F_4 \text{ lim}} = 1,75 \text{ HB}_{\text{cp}} = 1,75 \cdot 285 = 500$; коэффициент, учитывающий влияние шероховатости $Y_R = 1$; минимальное значение коэффициента запаса прочности для улучшенных зубчатых колес $S_F = 1,7$.

2.2 Для вычисления окружной скорости предварительно находим межосевое расстояние

$$a'_{w_T} = k(u_T - 1) \sqrt[3]{T_{2\beta} / u_T} = 8(3,65 - 1) \sqrt[3]{241 / 3,65} = 86 \text{ мм}$$

$$\text{и } v = \frac{2\pi a'_w n}{6 \cdot 10^4 (u_T - 1) u_{\beta}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 86 \cdot 1440}{6 \cdot 10^4 (3,65 - 1) 5,5} = 0,89 \text{ м/с}.$$

Исходя из найденной скорости v , назначаем для зубчатой передачи 9-ую степень точности.

Уточняем межосевое расстояние, предварительно определив коэффициент ширины колеса для передач внутреннего зацепления

$$\psi_{ba} = 0,2(u_T + 1) / (u_T - 1) = 0,35$$

и коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,02 \cdot 1,03 \cdot 1,08 = 1,13$$

$[K_{Hv} = 1,01$ при $v \approx 1 \text{ м/с}$ и 9-ой степени точности; $K_{H\beta} = 1 +$

$$+(K_{H\beta}^0 - 1)K_{Hw} = 1 + (1,08 - 1) \cdot 0,35 = 1,03; \quad K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{Hw} =$$

$$= 1 + (1,24 - 1) \cdot 0,35 = 1,08 \text{ где для прямозубой передачи } K_{H\alpha}^0 =$$

$$= 1 + 0,06(n_{\text{ст}} - 5) = 1 + 0,06(9 - 5) = 1,24]$$

$$a_{w_T} = 450(u_T - 1) \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{2\beta}}{\psi_{ba} \cdot u_T \cdot [\sigma]_{H_4}^2}} =$$

$$= 450 \cdot (3,65 - 1) \sqrt[3]{\frac{1,13 \cdot 241}{0,35 \cdot 3,65 \cdot 652^2}} = 94,7 \text{ мм}$$

Полученный результат округляем до стандартного значения $a_{w_T} = 100 \text{ мм}$, ширину колеса принимаем $b_4 = \psi_{ba} \cdot a_{w_T} = 0,35 \cdot 100 = 35 \text{ мм}$

2.3. Расчет модуля зубчатых колес.

Модуль m_T принимаем из диапазона значений

$$m_{\text{max}} \geq m_T \geq m_{\text{min}}$$

Наибольший допустимый модуль m_{max} определяем из условия неподрезания зубьев у основания

$$m_{\text{max}} \approx 2a_{w_T} / [17(u_T + 1)] = 2 \cdot 100 / (17 \cdot (3,65 - 1)) = 4,4 \text{ мм}$$

Минимальное значение модуля m_{min} рассчитываем из условия прочности

$$m_{\text{min}} = \frac{3,4 \cdot 10^3 \cdot K_F \cdot T_{2\beta} (u_T - 1)}{a_w \cdot b_2 [\sigma]_{F_2}} = \frac{3,4 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 241 (3,65 - 1)}{100 \cdot 35 \cdot 294} = 2,85 \text{ мм},$$

где K_F – коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба, определяемый по формуле

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1,03 \cdot 1,06 \cdot 1,24 = 1,35$$

$$(K_{Fv} = 1,03 \text{ при } \text{HB} > 350 \text{ и } n_{\text{ст}} = 9 \quad K_{F\beta} = 0,18 + 0,82k_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,08 = 1,06; \quad K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,24).$$

В соответствии со стандартом принимаем $m_T = 4 \text{ мм}$.

2.4. Определение параметров шестерни и колеса.

Находим суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = 2a_w / m_T = 2 \cdot 100 / 4 = 50,$$

z_{Σ} получилось целым числом, что позволяет сохранить принятое значение $a_T = 100 \text{ мм}$

Число зубьев шестерни $z_3 = z_{\Sigma} / (u_T - 1) = 50 / (3,65 - 1) = 18,9$, принимаем $z_3 = 19 > z_{\text{min}} = 17$

Число зубьев колеса внутреннего зацепления

$$z_4 = z_{\Sigma} + z_3 = 50 + 19 = 69$$

Фактическое передаточное число $u_{T,\phi} = z_4 / z_3 = 69 / 19 = 3,63$

и практически совпадает с номинальным значением.

Вычисляем диаметры:

	шестерни	колеса
делительный	$d_3 = z_3 m_t = 19 \cdot 4 = 76 \text{ мм}$	$d_4 = 2a_{w_T} + d_3 = 2 \cdot 100 + 76 = 276 \text{ мм}$
окружностей вершин	$d_{a_3} = d_3 + 2m_T = 76 + 2 \cdot 4 = 84 \text{ мм}$	$d_{a_4} = d_4 - 2(1 - 0,2)m_T = 276 - 2(1 - 0,2)4 = 269,6 \text{ мм}$
окружностей впадин	$d_{f_3} = d_3 - 2,5m_T = 76 - 2,5 \cdot 4 = 66 \text{ мм}$	$d_{f_4} = d_4 + 2,5m_T = 276 + 2,5 \cdot 4 = 286 \text{ мм}$

2.5. Проверяем зубья колес по контактным напряжениям

$$\sigma_{H_4} = \frac{9600}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_{2B} (u_{T\phi} - 1)^3}{b_4 u_{T\phi}}} = \frac{9600}{100} \sqrt{\frac{1,13 \cdot 241 (3,63 - 1)^3}{35 \cdot 3,63}} = 599 \text{ МПа} < [s_{H_4}] = 652 \text{ МПа}$$

Условие проверки $0,85 < \sigma_H / [s_H] < 1,05$ выполняется.

2.6. Определяем силы в зацеплении:

$$\text{окружная } F_t = 2T_{26} / d_3 = 2 \cdot 241 / 76 \cdot 10^{-3} = 6342 \text{ Н}$$

$$\text{радиальная } F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 6342 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2308 \text{ Н}$$

2.7. Проверку передачи по напряжениям изгиба проводим отдельно для зубьев шестерни σ_{F_3} и колеса σ_{F_4}

$$\sigma_{F_4} = \frac{K_F F_t}{b_4 m_T} Y_{FS4} Y_\beta H_\epsilon = \frac{1,35 \cdot 6342}{35 \cdot 4} \cdot 3,75 \cdot 1 \cdot 1 = 229 \text{ МПа} < [\sigma_{F_4}] = 294 \text{ МПа},$$

где $Y_{FS4} = 3,75$ при $z_4 = 69$; для прямозубых передач $Y_\beta = 1$, $Y_\epsilon = 1$;

$$\sigma_{F_3} = \sigma_{F_4} Y_{FS3} / Y_{FS4} = 229 \cdot 4 / 3,75 = 244 \text{ МПа} < [\sigma_{F_3}] = 453 \text{ МПа},$$

где $Y_{FS3} = 4$ при $z_3 = 19$.

3. Расчет быстроходной ступени редуктора – косозубой зубчатой передачи с внешним зацеплением.

Материал и обработку зубчатых колес быстроходной ступени выбираем те же, что и для колес тихоходной ступени.

3.1 При расчете допускаемых напряжений $[\sigma]_{H_1}$, $[\sigma]_{H_2}$, $[\sigma]_{F_1}$ и $[\sigma]_{F_2}$ для колес быстроходной ступени факторы, оказывающие влияние на контактную и изгибную прочность зубьев остаются такими же, что и в п. 2.1, за исключением ресурса передачи $N_{к_1}$, поэтому определяем коэффициенты долговечности Z_{N_1} , Z_{N_2} , Y_{F_1} и Y_{F_2} .

$$\text{Допускаемое контактное напряжение для шестерни } [s]_{H_1} = \sigma_{H_1 \text{ lim}} Z_{N_1} Z_R Z_V / S_H = 1008 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,1 = 916 \text{ МПа},$$

где $Z_{N_1} = \sqrt[6]{N_{HG_1} / \mu_H N_{к_1}}$ - коэффициент долговечности:

$$\text{число циклов нагружений } N_{HG_1} = N_{HG_3} = 6,63 \cdot 10^7;$$

$$\text{ресурс передачи } N_{к_1} = 60njt = 60 \cdot 1440 \cdot 1 \cdot 15 \cdot 10^3 = 1,3 \cdot 10^9;$$

коэффициент эквивалентности для III режима нагружения $\mu_H = 0,18$. Так как $\mu_H N_{к_1} > N_{HG_1}$ принимаем $\mu_H N_{к_1} = N_{HG_1}$ и $Z_{N_1} = 1$;

$$\sigma_{H_1 \text{ lim}} = \sigma_{H_3 \text{ lim}} = 1008 \text{ МПа}.$$

Допускаемое контактное напряжения для колеса быстроходной ступени

$$[\sigma]_{H_2} = \sigma_{H_2 \text{ lim}} Z_{N_2} Z_R Z_V / S_H = 640 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,1 = 582 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{H_2 \text{ lim}} = \sigma_{H_4 \text{ lim}} = 640 \text{ МПа}$; $N_{HG_2} = N_{HG_4} = 2,34 \cdot 10^7$; ресурс

$$\text{передачи } N_{к_2} = 60 \frac{n}{u_6} jt = 60 \cdot \frac{1440}{5,42} \cdot 1 \cdot 15 \cdot 10^3 = 2,39 \cdot 10^8, \mu_H = 0,18;$$

$\mu_H N_{к_2} = 4,3 \cdot 10^7 > N_{HG_2}$, поэтому принимаем $\mu_H N_{к_2} = N_{HG_2}$ и $Z_{N_2} = 1$.

$$\text{Допускаемое напряжение для расчета передачи примем } [\sigma] = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) = 0,45(916 + 582) = 674 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба принимаем:
для зубьев шестерни $[\sigma]_{F_1} = [\sigma]_{F_3} = 453 \text{ МПа}$;

для зубьев колеса $[\sigma]_{F_2} = [\sigma]_{F_4} = 294 \text{ МПа}$.

3.2. По условию компоновки редуктора принимаем межосевое расстояние быстроходной ступени $a_{w_B} = a_{w_T} = 100 \text{ мм}$

Ориентировочное значение модуля рассчитываем, исходя из зависимости

$$m_B = m_T / \sqrt[3]{u_B} = 4 / \sqrt[3]{5,42} = 2,28 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение $m_B = 2,5 \text{ мм}$ и находим предварительные основные размеры колес.

делительные диаметры

$$d'_2 = 2a_w u_B / (u_B + 1) = 2 \cdot 100 \cdot 5,42 / (5,42 + 1) = 169 \text{ мм}$$

$$d'_1 = d'_2 / u_2 = 169 / 5,42 = 31,2 \text{ мм}$$

$$\text{ширина колеса } b'_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм}$$

Задав коэффициент осевого перекрытия $\epsilon_\beta = 1,2$, определяем минимальный угол наклона зубьев колес передачи

$$\beta_{\min} = \arcsin(\epsilon_\beta \pi m_B / b'_2) = \arcsin(1,2 \cdot 3,14 \cdot 2,5 / 40) = 13^\circ 36',$$

который находится в рекомендуемом пределе $\beta = 8 \dots 20^\circ$.

3.3. Определяем числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 , размеры колес

$$z'_1 = d'_1 \cos \beta_{\min} / m_B = 31,2 \cos 13^\circ 36' / 2,5 = 12,1,$$

принимаем $z_1 = 12 < z_{\min} = 17 \cos^2 \beta = 16$.

Коэффициент смещения

$$x_1 = (17 - z_1) / 17 = (17 - 12) / 17 = 0,294 \approx 0,3; \quad x_2 = -x_1;$$

$$z_2 = z_1 \cdot u_B = 12 \cdot 5,42 = 65.$$

Фактическое значение передаточного числа

$$u_{B,\phi} = z_2 / z_1 = 65 / 12 = 5,42$$

и совпадает с номинальным.

Уточняем значение β по межосевому расстоянию:

$$\beta = 0,5(z_1 + z_2) m_B / a_w = 0,5(12 + 65) \cdot 2,5 / 100 = 15^\circ 44' 26''$$

Рассчитаем диаметры

	шестерни	колеса
делительный	$d_3 = z_3 m_t / \cos \beta = 12 \times$ $\times 2,5 / 0,9625 = 31,2 \text{ мм}$	$d_2 = 2a_w - d_1 =$ $= 2 \cdot 100 - 31,2 = 168,8 \text{ мм}$
окружностей вершин	$d_{a_1} = d_1 + 2(1 + x_1) m_B =$ $= 31,2 + 2(1 + 0,3) 2,5 =$ $= 37,7 \text{ мм}$	$d_{a_2} = d_2 + 2(1 + x_2) m_B =$ $= 168,8 + 2(1 - 0,3) 2,5 =$ $= 172,3 \text{ мм}$
окружностей впадин	$d_{f_1} = d_1 - 2(1,25 - x_1) m =$ $= 31,2 - 2(1,25 - 0,3) 2,5 =$ $= 26,4 \text{ мм}$	$d_{f_2} = d_2 - 2(1,25 - x_2) m =$ $= 168,8 - 2(1,25 + 0,3) 2,5 =$ $= 161 \text{ мм}$

3.4. Проверяем зубья колес по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{8400}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_{I\beta} (u_{B,\phi} + 1)^3}{b'_2 u_{B,\phi}}} = \frac{8400}{100} \sqrt{\frac{1,29 \cdot 45,9 (5,42 - 1)^3}{40 \cdot 5,42}} = 714 \text{ МПа},$$

где коэффициент нагрузки K_H находим по фактическому значению окружной скорости $v = \pi d_1 n / 60 = 3,14 \cdot 31,2 \cdot 10^{-3} \times 1440 / 60 = 2,4 \text{ м/с}$ и коэффициент $\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 40 / 31,2 = 1,28$

$$K_H = K_{H_v} \cdot K_{H_\beta} \cdot K_{H_\alpha} = 1,02 \cdot 1,04 \cdot 1,22 = 1,29,$$

$$[K_{H_\beta} = 1 + (K_{H_\beta}^0 - 1) K_{H_w} = 1 + (1,12 - 1) \cdot 0,36 = 1,04; \quad K_{H_\alpha} = 1 + (K_{H_\alpha}^0 - 1) K_{H_w} = 1 + (1,6 - 1) \cdot 0,36 = 1,22].$$

Условие проверки $0,85 < \sigma_H / [\sigma]_H < 1,05$: $\sigma_H / [\sigma]_H = 714 / 674 = 1,06 > 1,05$ не выполняется и необходим пересчет, например путем изменения ширины колес по условию, вытекающему из предыдущей формулы

$$b_2 = b'_2 (\sigma_H / [\sigma]_H)^2 = 40 (714 / 674)^2 = 44,8 \text{ мм}$$

Принимаем по ряду Ra40 $b_2 = 45$ мм и расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{8400}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_{1B} (u_{B,\phi} + 1)^3}{b_2^2 u_{B,\phi}}} = \frac{8400}{100} \sqrt{\frac{1,29 \cdot 45,9 (5,42 - 1)^3}{45 \cdot 5,42}} = 673 \text{ МПа}$$

Из полученного результата видно, что дальнейшей корректировки не требуется

3.5. Определяем силы в зацеплении косозубой передачи

$$\text{окружная } F_t = 2 \cdot T_{1B} / d_1 = 2 \cdot 45,9 / (31,2 \cdot 10^{-3}) = 2942 \text{ Н},$$

$$\text{радиальная } F_r = F_t \tan \alpha / \cos \beta = 2942 \cdot 0,364 / 0,9625 = 1113 \text{ Н},$$

$$\text{осевая } F_a = F_t \cdot \tan \beta = 2942 \cdot 0,2818 = 829 \text{ Н}.$$

3.6. Проверка зубьев колес по напряжением изгиба.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса определяем по формуле

$$\begin{aligned} \sigma_{F_2} &= \frac{K_F F_t}{b_2 m_B} Y_{FS2} Y_\beta H_\epsilon = \frac{1,81 \cdot 2942}{45 \cdot 2,5} \cdot 3,75 \cdot 0,84 \cdot 0,65 = \\ &= 96,9 \text{ МПа} < [\sigma_{F_2}] = 294 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

здесь коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_{F_v} \cdot K_{F_\beta} \cdot K_{F_\alpha} = 1,07 \cdot 1,06 \cdot 1,6 = 1,81$$

$$[K_{F_v} = 1,07 \text{ при } v = 2 \text{ м/с и 9-ой степени точности; } K_{F_\beta} = 0,18 +$$

$$+ 0,82 K_{H_\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,07 = 1,06 \text{ при } \psi_{bd} = 1,28; K_{F_\alpha} = K_{H_\alpha}^0 = 1,6];$$

значения коэффициентов Y_{FS2} , Y_β и Y_ϵ равны:

$$Y_{FS2} = 3,75 \text{ при } z_2 = 65 \text{ и } X_2 = -0,3; Y_\beta = 1 - \beta / 100 = 1 - 15^\circ 44' / 100 = 0,84;$$

$$Y_\epsilon = 0,65 \text{ для косозубых передач}.$$

Напряжение в зубьях шестерни равно

$$\sigma_{F_1} = \sigma_{F_2} Y_{FS1} / Y_{FS2} = 96,9 \cdot 40 / 37,5 = 103 \text{ МПа} < [\sigma_{F_1}] = 453 \text{ МПа},$$

где $Y_{FS1} = 4,0$ при $z_1 = 12$ и $x_1 = 0,3$.

Пример № 8.

Расчитать цепную передачу по результатам примера 7: расположение линии центров звездочек передачи к горизонту

90°, передача открытая, регулируется натяжным роликом, цепь роликовая. Исходные данные (из примера 7): передаточное отношение передачи $i = u_{ц} = 2,25$; частота вращения ведущей звездочки $n_1 = n_b \cdot i = 32,3 \cdot 2,25 = 72,7 \text{ мин}^{-1}$ ($\omega_1 = 7,61 \text{ рад/с}$); вращающий момент и мощность на валу ведущей звездочки соответственно $T_1 = T_{2T} = 854 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = 854 \cdot 7,61 \cdot 10^{-3} = 6,5 \text{ кВт}$.

Решение. 1. Назначаем в соответствии с рекомендациями число зубьев меньшей (ведущей) звездочки $z_1 = 25$; число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 i = 25 \cdot 2,25 \approx 56 < z_{2\max} \approx 100 \dots 120$$

2. Определяем коэффициент эксплуатации передачи K_Σ , принимая $K_d = 1$ при спокойной нагрузке, $K_a = 1$ при оптимальном межосевом расстоянии $a = (30 \dots 50)t$, $K_H = 1,25$ при вертикальном расположении передачи, $K_c = 1$ при густой внутришарнирной смазке, $K_{\text{рег}} = 1,1$ при регулировании нажимным роликом, $K_{\text{реж}} = 1$ при односменной работе

$$K_\Sigma = K_d K_a K_H K_c K_{\text{рег}} K_{\text{реж}} = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1,375$$

3. Выбираем из таблиц рекомендуемое при $n_1 = 72,7 \text{ мин}^{-1}$ значение допускаемого давления в шарнирах цепи $[p_0] = 34 \text{ МПа}$ и рассчитываем шаг цепи при числе рядов цепи $m_p = 2$

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_\Sigma}{z_1 [p_0] m_p}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{854 \cdot 10^3 \cdot 1,375}{25 \cdot 34 \cdot 2}} = 24,8$$

По стандарту принимаем цепь 2ПР-25,4-113,4 с $t = 25,4$ мм, для которой диаметр валика $d_0 = 7,95$ мм, ширина внутреннего звена $B = 22,61$ мм, разрушающая нагрузка $F_p = 113,4 \text{ кН}$, погонная масса $q = 5,0 \text{ кг/м}$.

Проекция опорной поверхности шарнира на плоскость, проходящую через его ось

$$A_{\text{оп}} = 2d_0 B = 2 \cdot 7,95 \cdot 22,61 = 359 \text{ мм}^2$$

4. Вычисляем скорость цепи

$$v = \frac{n_1 z_1 t}{60 \cdot 1000} = \frac{72,7 \cdot 25 \cdot 25,4}{60 \cdot 1000} = 0,77 \text{ м/с}$$

и окружную силу, передаваемую цепью

$$F_t = P_1/v_1 = 6,5 \cdot 10^3/0,77 = 8442 \text{ Н}$$

5. Рассчитаем давление в шарнирах принятой цепи
 $p = F_t K_{\Theta} / A_{\text{оп}} = 8442 \cdot 1,375/359 = 32,3 \text{ МПа} < [p_0] = 34 \text{ МПа}$

Таким образом, принятая роликовая однорядная цепь удовлетворяет условиям износостойкости и сопротивления усталости.

6. Принимаем межосевое расстояние

$$a = 40t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}$$

Число звеньев цепи

$$l_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{25 + 56}{2} + \left(\frac{56 - 25}{2\pi} \right)^2 \frac{25,4}{1016} = 121,1$$

Округляем до четного значения $l_t = 120$ (в этом случае нет необходимости в использовании переходных звеньев).

Окончательное межосевое расстояние

$$a = \frac{t}{4} \left\{ l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \left[\left(l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \right]^{0,5} \right\} =$$

$$= \frac{25,4}{4} \left\{ 120 - \frac{25 + 56}{2} + \left[\left(120 - \frac{25 + 56}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{56 - 25}{2\pi} \right)^2 \right]^{0,5} \right\} \approx 1002 \text{ мм}$$

7. Проверим цепь на прочность по нормативному коэффициенту запаса [S].

$$S = F_p / (F_t K_d + F_f + F_v) = 113,4 \cdot 10^2 / (8442 \cdot 1 + 49,1 + 3) = 13,4 >$$

$> [S] = 7,5$ - прочность обеспечена,

здесь $F_f = k_f q a g = 1 \cdot 5 \cdot 1002 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 = 49,1 \text{ Н}$ - натяжение цепи от провисания, ($k_f = 1$ при вертикальном расположении передачи); $F_v = q v^2 = 5 \cdot 0,77^2 = 3 \text{ Н}$ - нагрузка от центробежных сил.

8. Сила, действующая на валы звездочек, при $K_B = 1,05$

$$F_n = k_B F_t + 2F_f = 1 \cdot 0,5 \cdot 84,42 + 2 \cdot 49,1 = 8962 \text{ Н}$$

9. Делительные диаметры звездочек:

$$\text{ведущей } d_1 = t / \sin(180^\circ/z_1) = 25,4 / \sin(180^\circ/25) = 202,7 \text{ мм}$$

$$\text{ведомой } d_2 = t / \sin(180^\circ/z_2) = 25,4 / \sin(180^\circ/56) = 503,3 \text{ мм}$$

10. Проводим оценку резонансных колебаний цепи по критической частоте вращения ведущей звездочки

$$n_{1\text{кр}} = \frac{30}{z_1 a} \sqrt{\frac{F_1}{q}} = \frac{30}{25 \cdot 1,002} \sqrt{\frac{8494}{5}} = 49,4 \text{ мин}^{-1} < n_1 = 72,7 \text{ мин}^{-1}$$

$$(F_1 = F_t + F_f + F_v = 8442 + 49,1 + 3 = 8494 \text{ Н}).$$

Пример № 9.

Подобрать электродвигатель для привода, изображённого на рис. 3.9. и определить из расчёта на прочность размеры зубчатых колёс тихоходной ступени двухступенчатого планетарного редуктора 1; 2 – цепная передача.

Мощность и угловая скорость на выходном валу $P_4 = 5 \text{ кВт}$, $\omega_4 = 2 \text{ рад/с}$.

Срок службы редуктора – длительный.

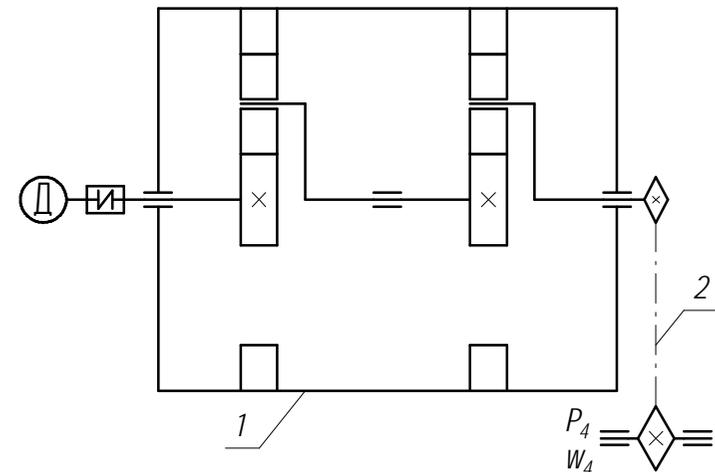


Рис. 3.9. Схема привода с планетарным двухступенчатым редуктором.

Решение 1. Выбор электродвигателя осуществляем по потребной мощности

$$P_{эл.тр} = P_4 / \eta_{общ} = 5 / 0,84 = 5,95 \text{ кВт}$$

($\eta_{общ} = \eta_{п.п}^2 \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{п}^5 = 0,97^2 \cdot 0,935 \cdot 0,99^5 = 0,84$; $\eta_{п.п} = 0,97$ – КПД одной ступени планетарной передачи, $\eta_{ц} = 0,935$ – КПД цепной передачи, $\eta_{п} = 0,99$ – КПД одной пары подшипников качения)

и по требуемой частоте вращения вала электродвигателя

$$n_{эл.тр} = n_4 i'_{п.п} u'_{ц} = 19,1 \cdot 36 \cdot 2,25 = 1547 \text{ мин}^{-1}$$

($n_4 = 30\omega_4 / \pi = 30 \cdot 2 / 3,14 = 19,1 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения выходного вала; $i'_{п.п} = i^2$ – предварительное передаточное отношение двухступенчатого планетарного редуктора, при рекомендуемых значениях i для одной ступени 3...9 принимаем $i_{п.п} = 6$ и $i'_{п.п} = 36$; $u'_{ц} = 2,25$ – передаточное число цепной передачи).

Выбираем по каталогу электродвигатель АИР 132S4: $P = 7,5 \text{ кВт}$; $n = 1440 \text{ мин}^{-1}$ и общее передаточное число $u_{общ} = n/n_4 = 75,4$.

2. Руководствуясь единым рядом передаточных чисел, выбираем $u_{ред} = 31,5$, тогда передаточное число цепной передачи

$$u_{ц} = u_{общ} / u_{ред} = 2,4$$

В двухступенчатом планетарном редукторе при $u_{ред} > 25$ рекомендуется принимать $u_{т} = 6,3$, тогда $u_6 = u_{ред} / 6,3 = 31,5 / 6,3 = 5$.

3. Определяем вращающие моменты на валах привода:

на выходном валу привода

$$T_4 = P_4 / \omega_4 = 5 \cdot 10^3 / 2 = 2500 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на ведомом валу редуктора – водиле 2-ой ступени

$$T_3 = T_4 / (u_{ц} \eta_{ц}) = 2500 / (2,4 \cdot 0,935) = 1114 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на ведущем валу 2-ой ступени редуктора – водиле 1-ой ступени

$$T_2 = T_3 / (u_{т} \eta_{п.п} \eta_{п}^{2,5}) = 1114 / (6,3 \cdot 0,97 \cdot 0,99^{2,5}) = 187 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на ведущем валу редуктора

$$T_1 = T_2 / (u_6 \eta_{п.п} \eta_{п}^{2,5}) = 187 / (5 \cdot 0,97 \cdot 0,99^{2,5}) = 39,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

4. При расчете тихоходной ступени редуктора принимаем число сателлитов $s = 3$ и определяем число зубьев. Выбираем число зубьев центральной ведущей шестерни $z_a = 21$, тогда число зубьев центрального колеса с внутренними зубьями

$$z_b = z_a (u_{т} - 1) = 21(6,3 - 1) = 111,3$$

Учитывая, что оно должно быть кратным числу сателлитов (условие симметричного размещения сателлитов), принимаем $z_b = 111$.

Из условия соосности число зубьев сателлитов

$$z_g = 0,5(z_b - z_a) = 0,5(111 - 21) = 45$$

Условие соседства

($z_a + z_g$) $\sin(\pi/c) > (z_g + 2)$, $(21 + 45) \sin(\pi/3) > (45 + 2)$, $76,2 > 47$, выполняется

Действительное передаточное отношение

$$u_{т} = 1 + z_b/z_a = 1 + 111/21 = 6,29$$

практически совпадает с номинальным значением.

5. Выбираем прямозубое зацепление и для зубчатых колес назначаем сталь 40Х при средней твердости для колеса «а» - 280 НВ, а для сателлита «г» - 250 НВ. Определяем допустимое контактное напряжение для материала сателлита, как менее прочного

$$[\sigma]_{Hg} = \sigma_{Hlim} Z_N Z_R Z_V / S_H = 570 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,1 = 518 \text{ МПа},$$

здесь $\sigma_{Hlim} = 2НВ + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$; $z_H = 1$ – для длительно работающей передачи, для которой $N_K \geq N_{HG}$, значения коэффициентов Z_R и Z_V принимаем равными единице.

Принимая предварительно коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса, $K_{H\beta} = 1,1$, коэффициент ширины венца колеса $\psi_{ba} = 0,4$ и коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами $K_c = 1,15$, рассчитываем расстояние между осями центральной шестерни и сателлита

$$a_w \geq 450 \left(z_g / z_a + 1 \right) \sqrt[3]{ \frac{K_{H\beta} T_2 k_c}{y_{ba} c [s]_{Hg}^2} \frac{z_a}{z_g} } =$$

$$= 450(45/21+1)\sqrt[3]{\frac{1,1 \cdot 187 \cdot 1,15 \cdot 21}{0,4 \cdot 3 \cdot 518^2 \cdot 45}} = 98,9 \text{ мм.}$$

Определяем модуль зацепления

$$m = 2a_w / (z_a + z_g) = 2 \cdot 98,9 / (21 + 45) = 3 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение $m = 3$ мм и уточняем межосевое расстояние

$$a_w = m(z_a + z_g) / 2 = 3(21 + 45) / 2 = 99 \text{ мм}$$

6. Ширина центрального колеса $b_b = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 99 = 39,6$ мм, принимаем в соответствии с рядом Ra10 $b_b = 40$ мм; ширина венца сателлита $b_g = b_b + 4 = 40 + 4 = 44$ мм; ширина центральной шестерни $b_a = 1,1 b_g = 1,1 \cdot 44 = 48,4$ мм, принимаем $b_a = 48$ мм.

Вычисляем для тихоходной ступени редуктора: делительные диаметры колес:

$$\text{солнечного } d_a = m z_a = 3 \cdot 21 = 63 \text{ мм};$$

$$\text{сателлита } d_g = m z_d = 3 \cdot 45 = 135 \text{ мм};$$

$$\text{корончатого } d_b = m z_B = 3 \cdot 111 = 333 \text{ мм};$$

диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{aa} = d_a + 2m = 63 + 2 \cdot 3 = 69 \text{ мм};$$

$$d_{ag} = d_d + 2m = 135 + 2 \cdot 3 = 141 \text{ мм};$$

$$d_{ab} = d_b - 1,6m = 333 - 4,8 = 328,2 \text{ мм};$$

диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{fa} = d_a - 2,5m = 63 - 2,5 \cdot 3 = 55,5 \text{ мм};$$

$$d_{fg} = d_d - 2,5m = 135 - 2,5 \cdot 3 = 127,5 \text{ мм};$$

$$d_{fb} = d_b + 2,5m = 333 + 2,5 \cdot 3 = 340,5 \text{ мм};$$

7. Выполняем проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям, предварительно определив окружную скорость центрального солнечного колеса

$$v = \omega_a d_a / 2 = \omega_4 u_{II} u_1 d_a / 2 = 2 \cdot 2,4 \cdot 6,3 \cdot 63 / (2 \cdot 1000) = 0,95 \text{ м/с.}$$

Можно принять 9-ю степень точности, но для уменьшения шума во время работы редуктора принимаем 8-ю степень точности;

коэффициент нагрузки K_H при расчете на контактную прочность

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} = 1,05 \cdot 1,11 \cdot 1,05 = 1,22,$$

$$\text{где } K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) K_{H_w} = 1 + [1 + 0,06(n_{ст} - 5) - 1] K_{H_w} = 1 + 0,06(8 - 5) \cdot 0,26 = 1,05;$$

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{H_w} = 1 + (1,41 - 1) \cdot 0,26 = 1,11; K_{H\nu} = 1,05;$$

расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{9600}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_2 (u_{ga} + 1)^3 k_c}{b_a u_{ga} c}} =$$

$$= \frac{9600}{99} \sqrt{\frac{1,22 \cdot 187 (2,14 + 1)^3 \cdot 1,15}{48 \cdot 2,14 \cdot 3}} = 498 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 518 \text{ МПа}$$

($u_{ga} = z_g / z_a = 45 / 21 = 2,14$ – для рассматриваемой пары колес)

Так как расчетное напряжение σ_H меньше допускаемого $[\sigma]_H$ в пределах 15 % (фактически 4 %), то ранее принятые параметры передачи принимаем за окончательные.

8. Коэффициент нагрузки при расчете на выносливость при изгибе

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} = 1,18 \cdot 1,34 \cdot 1,1 = 1,74,$$

$$\text{где } K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(n_{ст} - 5) = 1 + 0,06(8 - 5) = 1,18;$$

$$K_{H\beta} = 0,18 + 0,82 K_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,41 = 1,34; K_{F\nu} = 1,1.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба для зубьев сателлита, так как они нагружаются знакопеременно, принимая $\sigma_{Flim} = 1,75 H_{Bcp} = 1,75 \cdot 250 = 438$ МПа, $S_F = 1,7$, $Y_N = 1$, $Y_R = 1$ и $Y_A = 0,65$

$$[\sigma]_F = \sigma_{Flim} Y_N Y_R Y_A / S_F = 438 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,65 / 1,7 = 167 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F F_{ta}}{b_a m} Y_{FSd} = \frac{1,74 \cdot 2276}{48 \cdot 3} \cdot 3,68 = 101 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 167 \text{ МПа},$$

где $F_{\text{та}} = 2T_2 k_c / (d_a c) = 2 \cdot 187 \cdot 10^3 \cdot 1,15 / (63 \cdot 3) = 2276 \text{ Н}$; коэффициент формы зуба для сателлита $Y_{\text{Fsd}} = 3,68$.

9. Геометрические размеры второй пары (сателлит g – колесо b) известны по итогам предыдущего расчета, выполним проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям

$$\sigma_{\text{H}} = \frac{9600}{a_w} \sqrt{\frac{K_{\text{H}} T_3 (u_{\text{bg}} - 1)^3 k_c}{b_b u_{\text{bg}} c}} =$$

$$= \frac{9600}{99} \sqrt{\frac{1,22 \cdot 1114 (2,47 - 1)^3 \cdot 1,15}{40 \cdot 2,47 \cdot 3}} = 397 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{H}} = 518 \text{ МПа},$$

здесь $u_{\text{bg}} = z_b / z_g = 111 / 45 = 2,47$ – передаточное число рассчитываемой пары.

Недогрузка составляет

$$\Delta \sigma_{\text{H}} = [(518 - 397) / 518] 100\% = 23,4\% > 15\%$$

Для уменьшения недогрузки изменяем ширину корончатого колеса, приняв по ряду Ra10 $b_b = 32 \text{ мм}$, тогда $\sigma_{\text{H}} = 444 \text{ МПа}$ и недогрузка составит $\sim 14\%$, что допустимо.

Пример 10.

Рассчитать червячный редуктор, установленный в приводе конвейера: мощность на валу червяка $P_1 = 8,1 \text{ кВт}$, частота его вращения $n_1 = 970 \text{ мин}^{-1}$, передаточное число $u = 20$. Срок службы редуктора $t = 20 \text{ тыс. ч}$. Режим нагружения – II (средний равновероятностный), нагрузка постоянная.

Решение. 1. В соответствии с рекомендациями справочной литературы принимаем при $u = 20$ число заходов червяка $z_1 = 2$, тогда число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 20 = 40 > z_{\text{min}} = 28$$

2. Определяем $T_1 = P_1 / \omega_1 = 8,1 \cdot 10^3 / 102 = 79,4 \text{ Н·м}$, где $\omega_1 = \pi n_1 / 30 \approx 102 \text{ рад/с}$; $T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 79,4 \cdot 20 \cdot 0,8 = 1270 \text{ Н·м}$, где $\eta = 0,8$.

3. Предварительно оцениваем скорость скольжения

$$v_{\text{ск}} = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 970 \sqrt[3]{1270} = 4,73 \text{ м/с}$$

и в соответствии с ней назначаем материал колеса Бр.А9ЖЗЛ при $\sigma_{\text{т}} = 200 \text{ МПа}$ и $\sigma_{\text{в}} = 500 \text{ МПа}$; принимаем для червяка сталь 40Х с закалкой до твердости 54 HRC с последующим шлифованием и полированием витков.

Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_{\text{H}} = 300 - 25v_{\text{ск}} = 300 - 25 \cdot 4,73 = 182 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба для материала зубьев червячного колеса

$$[\sigma]_{\text{F}} = Y_{\text{N}} [\sigma]_{\text{F0}} = Y_{\text{N}} (0,25\sigma_{\text{т}} + 0,08\sigma_{\text{в}}) = 0,82(0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 500) = 74 \text{ МПа},$$

где коэффициент долговечности

$$Y_{\text{N}} = \sqrt[9]{10^6 / N_{\text{FE}}} = \sqrt[9]{10^6 / 5,82 \cdot 10^6} = 0,82$$

(эквивалентное число циклов нагружения при $\mu_{\text{F}} = 0,1$ для режима нагружения – II

$$N_{\text{FE}} = \mu_{\text{F}} \cdot N_{\text{k}} = \mu_{\text{F}} \cdot 60 \cdot n_2 t_{\text{п}} = 0,1 \cdot 60 \cdot \frac{970}{20} \cdot 20 \cdot 10^3 = 5,82 \cdot 10^6).$$

4. Рассчитываем межосевое расстояние

$$a_w = 6103 \sqrt[3]{\frac{K_{\text{H}\beta} T_2}{[\sigma]_{\text{H}}^2}} = 6103 \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 1270}{182^2}} = 206 \text{ мм},$$

принимаем по ряду Ra40 в большую сторону $a_w = 210 \text{ мм}$;

предварительное значение модуля передачи

$$m' = (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2 = (1,4 \dots 1,7) \cdot 210 / 40 = 7,4 \dots 8,9,$$

стандартное значение $m = 8 \text{ мм}$;

коэффициент диаметра червяка

$$q' = 2a_w / m - z_2 = \frac{2 \cdot 210}{8} - 40 = 12,5,$$

принимаем по стандарту $q = 12,5 > q_{\text{min}} = 0,212z_2 = 0,212 \cdot 40 = 8,4$.

5. Определяем размеры червяка и колеса при коэффициенте смещения

$$x = a_w / m - 0,5(z_2 + q) = 210 / 8 - 0,5(40 + 12,5) = 0:$$

диаметры червяка:

делительный $d_1 = qm = 12,5 \cdot 8 = 100 \text{ мм}$;

вершин $d_{a1} = d_1 + 2m = 100 + 2 \cdot 8 = 116 \text{ мм}$;

впадин $d_{f1} = d_1 + 2,4m = 100 - 2,4 \cdot 8 = 80,8 \text{ мм};$

диаметры колеса:

делительный $d_2 = z_2 m = 40 \cdot 8 = 320 \text{ мм};$

вершин $d_{a2} = d_2 + 2m = 320 + 2 \cdot 8 = 336 \text{ мм};$

впадин $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 320 - 2,4 \cdot 8 = 300,8 \text{ мм};$

наибольший $d_{aM_2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2) = 336 + 6 \cdot 8/(2 + 2) = 348 \text{ мм}.$

Длина нарезной части червяка: при $x = 0$ и $z_1 = 2$

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2)m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 8 + 25 = 132 \text{ мм},$$

в соответствии с рядом Ra40 принимаем $b_1 = 140 \text{ мм}.$

Ширина венца $b_2 = \psi_a a_w = 0,355 \cdot 210 = 74,6 \text{ мм},$ принимаем $b_2 = 75 \text{ мм}.$

Угол подъема линии витков червяка

$$\gamma = \arctg(z_1/q) = \arctg(2/12,5) = 9^\circ 5'$$

6. Уточняем скорость скольжения

$$v_{ск} = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{102 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \cos 9^\circ 5'} = 5 \text{ м/с}.$$

Предварительно было принято $v_{ск} = 4,73 \text{ м/с}$ – сохраняем материал Бр.А9ЖЗЛ; уточненное значение

$$[\sigma]_H = 300 - 25v_{ск} = 300 - 25 \cdot 5 = 175 \text{ МПа}$$

Проверяем прочность зубьев колеса по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{5350q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2 + q}{a_w q}\right)^3} K T_2 = \frac{5350 \cdot 12,5}{40} \times \sqrt{\left(\frac{40 + 12,5}{210 \cdot 12,5}\right)} \cdot 1,12 \cdot 1270 = 178 \text{ МПа} > [\sigma]_H = 175 \text{ МПа},$$

где коэффициент $K = K_{Hv} K_{H\beta} = 1,1 \cdot 1,02 = 1,12$ [$K_{Hv} = 1,1$ при $v_{ск} = 5 \text{ м/с}$ и 8-ой степени точности; $k_{H\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 (1 - X) = 1,02$, где

коэффициент деформации червяка $\theta = 121$ при $q = 12,5$ и $z_1 = 2$ и коэффициентом режима $X = 0,5$ при режиме нагружения II].

Перегрузка составляет

$$\Delta \sigma_H = [(178 - 175)/175] \cdot 100\% = 1,7\% < 5\%$$

7. Уточняем КПД передачи при $\gamma = 9^\circ 5'$ и $\rho = 1^\circ 25'$

$$\eta = 0,95 \text{tg} \gamma / \text{tg}(\gamma + \rho) = 0,95 \text{tg} 9^\circ 5' / \text{tg}(9^\circ 5' + 1^\circ 25') = 0,82$$

Ранее было принято $\eta = 0,8$, поэтому при уточненном расчете $T_{2\phi} = 79,4 \cdot 20 \cdot 0,82 = 1302 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и в результате проверки по контактным напряжениям при $T_{2\phi} = 1302 \text{ Н}\cdot\text{м}$ получаем $\sigma_H = 180 \text{ МПа}$, что также составляет перегрузку передачи в пределах допустимых 5 % (фактически 2,8 %).

8. Определяем силы в зацеплении:

окружная сила на червячном колесе, численно равная осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 T_{2\phi} / d_2 = 2 \cdot 10^3 \cdot 1302 / 360 = 7233 \text{ Н};$$

радиальная сила на колесе, численно равная радиальной силе на червяке

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \text{tg} \alpha = 7233 \text{tg} 20^\circ = 2632 \text{ Н};$$

осевая сила на колесе, численно равная окружной силе на червяке

$$F_{a2} = F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot 79,4 / 100 = 1588 \text{ Н}.$$

9. Проверяем зубья колеса на прочность при изгибе, для этого определяем эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma = 40 / \cos^3 9^\circ 5' = 42$$

и находим коэффициент формы зуба $Y_{F2} = 1,52$

$$\sigma_F = \frac{Y_{F2} F_{t2} k}{1,3 m^2 q} = \frac{1,52 \cdot 7233 \cdot 1,12}{1,3 \cdot 8^2 \cdot 12,5} = 11,8 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 74 \text{ МПа}.$$

10. Проверяем червячный редуктор на нагрев

$$t_{раб} = \frac{(1 - \eta) P_1}{k_r A (1 + \psi)} + 20^\circ = \frac{(1 - 0,82) 8,1 \cdot 10^3}{12 \cdot 0,85 (1 + 0,3)} + 20^\circ = 130^\circ \text{C} > [t]_{раб} = 95^\circ \text{C},$$

где $A = 0,85 \text{ м}^2$ - ориентировочная площадь поверхности охлаждения корпуса при $a_w = 210 \text{ мм}$; $k_T = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – коэффициент теплоотдачи для чугунных корпусов при естественном охлаждении; $\psi = 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод тепла теплопроводностью.

Так как $t_{\text{раб}} > [t]_{\text{раб}}$, проектируем искусственное охлаждение обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка; в этом случае $k_{\text{ТВ}} = 29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ при $n_1 = 970 \text{ мин}^{-1}$ и в результате перерасчета при той же площади $A = 0,85 \text{ м}^2$

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - 0,82)8,1 \cdot 10^3}{29 \cdot 0,85(1 + 0,3)} + 20^\circ = 65^\circ\text{С} < [t]_{\text{раб}} = 95^\circ\text{С}$$

Пример 11.

Выбрать по результатам сравнительного расчета передачу поликлиноремennую или узким клиновым ремнем, установленную в системе привода между электродвигателем и редуктором. Номинальная передаваемая мощность $P = 6 \text{ кВт}$, передаточное отношение $i = 3$. Частота вращения электродвигателя $n = 960 \text{ мин}^{-1}$. Режим работы легкий (передача к ленточному конвейеру), работа в две смены.

Решение. А. Расчет поликлиноремной передачи.

1. В зависимости от величины передаваемого вращающего момента $T_1 = P/\omega_1 = 30P/(\pi n) = 30 \cdot 6 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 960) = 59,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ из технических данных стандартных поликлиновых ремней выбираем ремень сечением Λ и определяем диаметр ведущего шкива, приняв для поликлиновой передачи коэффициент $k_d = 2,5 \dots 3$

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{T_1} = (2,5 \dots 3) \sqrt[3]{59,7 \cdot 10^3} = 97,7 \dots 117 \text{ мм}.$$

Из стандартного ряда принимаем $d_1 = 112 \text{ мм}$.

Диаметр ведомого шкива $d'_2 = id_1 = 3 \cdot 112 = 336 \text{ мм}$. Ближайшее значение из стандартного ряда $d_2 = 315 \text{ мм}$.

2. Уточняем передаточное отношение с учетом относительного скольжения $\varepsilon = 0,01$

$$i = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{315}{112(1 - 0,01)} = 2,84.$$

Отклонение действительного передаточного отношения от заданного составляет

$$\Delta i = \frac{2,84 - 3,0}{3,0} \cdot 100\% = 5\%,$$

что допустимо.

3. Находим предварительные значения наименьшего и наибольшего межосевого расстояния:

$$a_{\text{min}} = 0,7(d_1 + d_2) = 0,7(112 + 315) = 298 \text{ мм};$$

$$a_{\text{max}} = 2(d_1 + d_2) = 2(112 + 315) = 854 \text{ мм}.$$

Принимаем промежуточное значение $a' = 576 \text{ мм}$.

4. Определяем расчетную длину ремня

$$L'_p = 2a' + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'} = 2 \cdot 576 + \frac{3,14}{2}(112 + 315) + \frac{(315 - 112)^2}{4 \cdot 576} = 1840 \text{ мм}.$$

Полученное L'_p округляем до ближайшего стандартного значения $L_p = 1800 \text{ мм}$.

5. Уточняем межосевое расстояние

$$a = 0,25 \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8q} \right] = 0,25 \times \left[(1800 - 670) + \sqrt{(1800 - 670)^2 - 8 \cdot 10300} \right] = 556 \text{ мм};$$

здесь $w = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14(112 + 315) = 670 \text{ мм};$

$$q = [(d_2 - d_1)/2]^2 = 10300 \text{ мм}^2.$$

6. Для установки и замены ремня предусматриваем возможность уменьшения a на 2 %, т.е. на 11 мм, а для компенсации отклонений и удлинения во время эксплуатации – возможность увеличения a на 5,5 %, т.е. на $0,055 \cdot 556 = 30 \text{ мм}$.

7. Находим по справочным таблицам при

$$v = 0,5\omega_1 d_1 = \pi n_1 d_1 / 60 = 3,14 \cdot 960 \cdot 112 \cdot 10^{-3} / 60 = 5,63 \text{ м/с}$$

допускаемую окружную силу $F_{10} = 1095$ Н, передаваемую ремнем с десятью ребрами длиной $L = 1600$ мм; определяем корректирующие коэффициенты, учитывающие реальные условия работы передачи:

- влияние угла обхвата

$$c_{\alpha} = 1 - 0,003(180^{\circ} - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^{\circ} - 159^{\circ}) = 0,937$$

$$[\alpha_1 \approx 180^{\circ} - 57^{\circ}(d_2 - d_1)/a = 180^{\circ} - 57^{\circ}(315 - 112)/556 = 159^{\circ} > 120^{\circ}];$$

- влияние длины ремня

$$c_L = 0,9 + 0,1L_p/L = 0,9 + 0,1 \cdot 1800/1600 = 1,01;$$

- влияние режима работы, в соответствии с заданием $c_p = 1,1$.

Тогда допускаемое окружное усилие поликлинового ремня $c_z = 10$

$$[F]_{10} \approx (F_{10}c_{\alpha}c_L)c_p = (1095 \cdot 0,937 \cdot 1,01)1,1 = 942 \text{ Н.}$$

8. Определяем необходимое число ребер поликлинового ремня

$$z = 10F/[F]_{10} = 10 \cdot 1066/942 = 11,3,$$

где $F = P/v = 6 \cdot 10^3/5,63 = 1066$ Н

Принимаем $z = 12$, что согласуется с рекомендуемым числом.

9. Находим силу предварительного натяжения ремня

$$F_0 = 780Pc_Lc_p/(vc_{\alpha}) + q_{10}zv^2/10 =$$

$$780 \cdot 6 \cdot 1,01 \cdot 1,1/(5,63 \cdot 0,937) + 0,45 \cdot 12 \cdot 5,63^2/10 = 1003 \text{ Н}$$

($q_{10} = 0,45$ кг/м – погонная масса ремня с 10 ребрами) и силу, действующую на валы

$$F_{\pi} = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 1003 \cdot \sin(159^{\circ}/2) = 1972 \text{ Н.}$$

Б. Расчет передачи с узким клиновым ремнем.

1. По таблицам технических данных стандартных узких ремней для $T_1 = 59,7$ Н·м выбираем сечение SPZ и определяем диаметр малого шкива, приняв для узких клиновых ремней $k_d = 2,0 \dots 2,5$.

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{T_1} = (2,0 \dots 2,5) \sqrt[3]{59,7 \cdot 10^3} = 78,2 \dots 97,7 \text{ мм.}$$

По рекомендуемому стандартному ряду выбираем $d_1 = 90$ мм и $d_2 = id_1 = 3 \cdot 90 = 270$ мм, тогда скорость ремня

$$v = \pi n_1 d_1 / 60 = 3,14 \cdot 960 \cdot 90 \cdot 10^{-3} / 60 = 4,5 \text{ м/с.}$$

Из стандартного ряда принимаем $d_2 = 280$ мм.

$$\text{Уточненное передаточное отношение } i = d_2/[d_1(1-\epsilon)] = 3,14.$$

2. Оцениваем наиболее выгодное межосевое расстояние по условию $a_{\min} < a' < a_{\max}$:

$$a_{\min} = 0,7(d_1 + d_2) = 0,7(90 + 280) = 259 \text{ мм,}$$

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2(90 + 280) = 740 \text{ мм.}$$

Выбираем промежуточное значение $a' = 500$ мм, при котором расчетная длина ремня

$$L'_p = 2a' + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2/a' =$$

$$= 2 \cdot 500 + 0,5 \cdot 3,14(90 + 280) + 0,25(280 - 90)^2/500 = 1599 \text{ мм.}$$

Принимаем по стандарту $L_p = 1600$ мм и уточняем межосевое расстояние

$$a = 0,25 \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8q} \right] = 0,25 \times$$

$$\times \left[(1600 - 581) + \sqrt{(1600 - 581)^2 - 8 \cdot 9025} \right] = 500 \text{ мм,}$$

где $w = 0,55\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14(90 + 280) = 581$ мм;

$$q = [(d_2 - d_1)/2]^2 = [(280 - 90)/2]^2 = 9025 \text{ мм}^2.$$

3. Исходя из $v = 4,5$ м/с и $d_1 = 90$ мм, по справочным таблицам интерполированием находим значение номинальной мощности $P_0 = 1,5$ кВт, передаваемой одним ремнем сечения SPZ модельной длиной $L = 1600$ мм и определяем требуемое число ремней

$$k = Pc_p/(P_0c_{\alpha}c_Lc_k) = 6 \cdot 1,1/(1,5 \cdot 0,934 \cdot 1 \cdot 0,9) = 5,23$$

[при $\alpha_1 = 180^{\circ} - 57^{\circ}(d_2 - d_1)/a = 180^{\circ} - 57^{\circ}(280 - 90)/500 = 158^{\circ}$

$$c_{\alpha} = 1 - 0,003(180^{\circ} - 158^{\circ}) = 0,934;$$

$$c_L = 0,9 + 0,1L_p/L = 0,9 + 0,1 \cdot 1600/1600 = 1;$$

$c_p = 1,1$ при легком режиме работы в две смены;

$c_k = 0,9$ при 4...6 ремнях в комплекте].

Округляем до $k = 6$

5. Сила натяжения каждой ветви ремня

$$F_0 = 780Pc_p c_L / (kvc_\alpha) + qv^2 =$$

$$= 780 \cdot 6 \cdot 1,1 \cdot 1 / (6 \cdot 4,5 \cdot 0,934) + 0,07 \cdot 4,5^2 = 206 \text{ Н}$$

($q = 0,07 \text{ кг/м}$ – масса 1м ремня сечения SPZ) и сила, действующая на валы передачи,

$$F_H = 2F_0 k \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 206 \cdot 6 \cdot \sin(158^\circ/2) = 2456 \text{ Н}$$

В. Выбор передачи.

С целью сравнения рассчитанных передач по их габаритам дополнительно найдем ширину шкивов, определяемую по формуле

$$M = (z-1)e + 2f$$

(z – число канавок; e – расстояния между клиньями; f – расстояние между канавкой и торцом шкива. Данные значения принимаются из таблиц геометрических параметров ремней и шкивов):

- при поликлиновом ремне сечения Λ

$$M'_{\text{пл.кл}} = (12-1)4,8 + 2 \cdot 2,5 = 64 \text{ мм},$$

округляем по стандартному ряду $M_{\text{пл.кл}} = 65 \text{ мм}$;

- при 6 узких клиновых ремнях сечения SPZ

$$M'_{\text{уз.кл}} = (6-1)8,5 + 2 \cdot 8 = 58,5 \text{ мм},$$

принимаем $M_{\text{уз.кл}} = 60 \text{ мм}$.

Таблица

Параметры передач		
Параметры	Передача	Узким клиновым ремнем
Межосевое расстояние, мм	Поликлиновым ремнем	556
Диаметры шкивов, мм	Узким клиновым ремнем	500
- ведущего		112
- ведомого		315
Ширина шкивов, мм		65
Сила давления на валы, Н		1972

Из таблицы следует, что передача узким клиновым ремнем имеет несколько меньшие габариты и в то же время большую нагрузку на валы, поликлиновая передача – наоборот. Таким образом, по геометрическим и силовым параметрам рассчитанные передачи приблизительно одинаковы, но, учитывая, что поликлиновые передачи более чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов, выбираем передачу узким клиновым ремнем.

Пример 12.

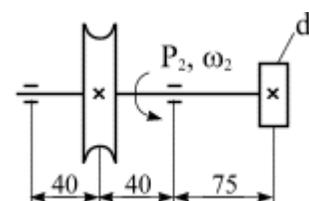


Рис. 3.10. Расчетная схема вала

Рассчитать ведомый вал червячного редуктора, на выходном конце которого установлена шестерня зубчатой передачи (рис. 3.10). Подобрать подшипники качения для опор вала, проверить шлицевое соединение для ступицы червячного колеса и шпонку для ступицы шестерни. Передаваемая мощность $P_2 = 1,5 \text{ кВт}$, угловая скорость $\omega_2 = 6,0 \text{ рад/с}$, делительный диаметр шестерни $d_3 = 65 \text{ мм}$, окружное усилие на червячном колесе $F_{t2} = 4,5 \text{ кН}$, на червяке $F_{t1} = 2,0 \text{ кН}$. Материал вала – сталь 45 улучшенная. Выполнить эскиз вала.

Решение. 1. Рассчитываем крутящий момент на валу

$$T_2 = P_2 / \omega_2 = 1,5 \cdot 10^3 / 6 = 250 \text{ Н·м}$$

и приближенно оцениваем средний диаметр вала при пониженном значении допускаемого напряжения $[\tau] = 12 \text{ МПа}$ для стали 45.

$$d = \sqrt[3]{T_2 / (0,2[\tau])} = \sqrt[3]{250 \cdot 10^3 / 0,2 \cdot 12} = 47 \text{ мм}.$$

Разрабатываем конструкцию вала и по эскизу оцениваем его размеры: диаметр в месте посадки прямозубой шестерни $d_{ш} = 45 \text{ мм}$; диаметр в месте посадки подшипников $d_{п} = 50 \text{ мм}$; диаметр в месте посадки червячного колеса $d_{ч.к} = 55 \text{ мм}$.

Вал нагружен силами, действующими в полюсе зацепления:

- на червячном колесе:

окружной $-F_{t2} = 4500 \text{ Н}$,
 осевой $F_{a2} = F_{t1} = 2000 \text{ Н}$,
 радиальной $-F_{r2} = F_{t2} \text{tg}\alpha = 4500 \cdot \text{tg}20^\circ = 1640 \text{ Н}$;

- на прямозубой шестерне:

окружной $-F_{t3} = 2T_2/d_3 = 2 \cdot 250 / (65 \cdot 10^{-3}) = 7690 \text{ Н}$,

радиальной $-F_{r3} = F_{t3} \text{tg}\alpha = 7690 \cdot \text{tg}20 = 2800 \text{ Н}$.

Делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = 2T_2/F_{t2} = 2 \cdot 250 \cdot 10^3 / 4500 = 111 \text{ мм} .$$

2. Составляем силовую схему вала (рис. 3.11, а) и определяем реакции в опорах, соответственно в вертикальной (рис. 3.11, б) и горизонтальной (рис. 3.11, в) плоскостях.

В вертикальной плоскости

$$\sum M_{Ay} = F_{a2}d_2/2 - F_{r2} \cdot 40 - R_{By} \cdot 80 + F_{r3} \cdot 155 = 0 ,$$

откуда $R_{By} = (-F_{r2} \cdot 40 + F_{a2} \cdot 0,5d_2 + F_{r3} \cdot 155) / 80 =$

$$= (-1640 \cdot 40 + 2000 \cdot 0,5 \cdot 111 - 2800 \cdot 155) / 80 = 5990 \text{ Н} ,$$

$$\sum M_{By} = -R_{Ay} \cdot 80 + F_{a2} \cdot 0,5d_2 + F_{r2} \cdot 40 + F_{r3} \cdot 75 = 0 ,$$

откуда $R_{Ay} = (F_{a2} \cdot 0,5d_2 + F_{r2} \cdot 40 + F_{r3} \cdot 75) / 80 =$

$$= (2000 \cdot 0,5 \cdot 111 + 1640 \cdot 40 + 2800 \cdot 75) / 80 = 4830 \text{ Н} .$$

Проверка:

$$\sum F_y = R_{Ay} - F_{r2} - R_{By} + F_{r3} = 4830 - 1640 - 5990 + 2800 = 0$$

В горизонтальной плоскости

$$\sum M_{Ax} = F_{t2} \cdot 40 - R_{Bx} \cdot 80 - F_{t3} \cdot 155 = 0 ,$$

откуда

$$R_{Bx} = (F_{t3} \cdot 155 + F_{t2} \cdot 40) / 80 = (7690 \cdot 155 + 4500 \cdot 40) / 80 = 17150 \text{ Н} ,$$

$$\sum M_{Bx} = R_{Ax} \cdot 80 + F_{t2} \cdot 40 - F_{t3} \cdot 75 = 0 ,$$

откуда

$$R_{Ax} = (F_{t3} \cdot 75 - F_{t2} \cdot 40) / 80 = (7690 \cdot 75 - 4500 \cdot 40) / 80 = 4960 \text{ Н} .$$

Проверка:

$$\sum F_x = R_{Ax} - F_{t2} - R_{Bx} + F_{t3} = 4960 + 4500 - 17150 + 7690 = 0$$

3. Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости (рис. 3.11, б):

- под червячным колесом

$$M'_{yF_{r2}} = R_{Ay} \cdot 40 = 4830 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 193 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

$$M''_{yF_{a2}} = M'_{yF_{r2}} - F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_2 = 193 - 2000 \cdot 0,5 \cdot 111 \cdot 10^{-3} = 82 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

- под опорой В

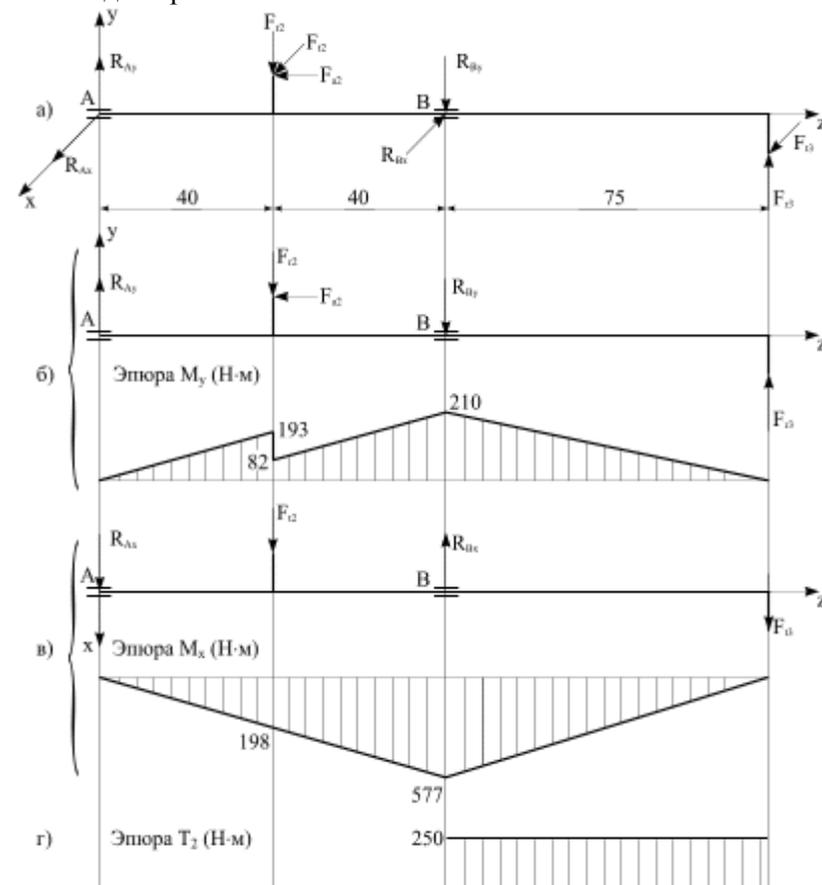


Рис. 3.11. Схема нагружения вала и эпюры изгибающих и крутящих моментов

$$M_{yB} = F_{r3} \cdot 75 = 2800 \cdot 75 \cdot 10^{-3} = 210 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости (рис. 3.11, в):

- под червячным колесом

$$M_{xF_{12}} = R_{Ax} \cdot 40 = 4960 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 198 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- под опорой В

$$M_{xB} = F_{t3} \cdot 75 = 7690 \cdot 75 \cdot 10^{-3} = 577 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент (рис. 3.11, г): $T_2 = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

4. Очевидно, наиболее опасным является сечение под подшипником В. Проверяем сопротивление усталости в этом сечении вала.

Суммарный изгибающий момент

$$M = \sqrt{M_{yB}^2 + M_{xB}^2} = \sqrt{210^2 + 577^2} = 614 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{и} = M/W_{и} = 614 \cdot 10^3 / (0,1 \cdot 50^3) = 49 \text{ МПа}.$$

Напряжение кручения

$$\tau = T_2/W_p = 250 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 50^3) = 10 \text{ МПа}.$$

По таблицам на механические характеристики заданной марки стали – сталь 45 улучшенная принимаем $\sigma_b = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 230 \text{ МПа}$, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$.

Рассчитываем коэффициенты запаса прочности: по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{380}{4,3 \cdot 49} = 1,80$$

и касательным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{230}{3,1 \cdot 0,5 \cdot 10 + 0,05 \cdot 0,5 \cdot 10} = 14,6,$$

где в соответствии с общепринятой условной методикой расчета $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = M / (0,1 \cdot d_n^3)$; $\tau_m = \tau_a = 0,5T / (0,2d_n^3)$; коэффициенты снижения пределов выносливости

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / K_d + K_F - 1) / K_v = (4,3 + 1 - 1) / 1 = 4,3$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau / K_d + K_F - 1) / K_v = (3,1 + 1 - 1) / 1 = 3,1$$

($K_\sigma / K_d = 4,3$ и $K_\tau / K_d = 3,1$ - для вала в месте установки подшипника с натягом; $K_F = 1$ – коэффициент влияния шероховатости поверхности при посадке с натягом; $K_v = 1$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения, принимаем поверхность неупрочненную).

Расчетный коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{1,80 \cdot 14,6}{\sqrt{1,8^2 + 14,6^2}} = 1,79 > [S] = 1,5,$$

т.е. сопротивление усталости вала обеспечено.

5. Проверяем статическую прочность при нагрузках – в этом случае напряжения удваиваются и равны:

$$\sigma'_{и} = 2\sigma_{и} = 2 \cdot 49 = 98 \text{ МПа} \text{ и } \tau' = 2\tau = 2 \cdot 10 = 20 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma'_{и}{}^2 + 3\tau'^2} = \sqrt{98^2 + 3 \cdot 20^2} = 104 \text{ МПа} < [\sigma]$$

($[\sigma] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 550 = 440 \text{ МПа}$).

6. Выполним подбор подшипников для вала. Суммарные радиальные реакции опор:

для подшипника А

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{4830^2 + 4960^2} = 6920 \text{ Н} = 6,92 \text{ кН},$$

для подшипника В

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{17150^2 + 5990^2} = 18170 \text{ Н} = 18,17 \text{ кН}.$$

Осевая нагрузка $F_{a2} = 2000 \text{ Н}$ и направлена в сторону левой опоры.

Для опор вала принимаем роликовые конические подшипники средней серии, условное обозначение 7310, для которых по каталогу: $d = 50 \text{ мм}$; $D = 110 \text{ мм}$; $T = 29,5 \text{ мм}$, $C_r = 100 \text{ кН}$, $c_0 = 75 \text{ кН}$, $e = 0,31$.

Выполняем проверочный расчет только подшипника правой опоры В, как наиболее нагруженного. Находим осевую составляющую от радиальной нагрузки

$$F_{aB(r)} = 0,83eR_B = 0,83 \cdot 0,31 \cdot 18,17 = 4,68 \text{ кН}$$

и результирующую осевую нагрузку на эту опору

$$F_{aB} = F_{aB(r)} - F_{a2} = 4,68 - 2 = 2,68 \text{ кН}$$

Так как отношение осевой нагрузки к радиальной

$$F_{aB}/(VR_B) = 2,68/18,7 = 0,15 < e = 0,31,$$

то $X = 1$, $Y = 0$ и эквивалентная нагрузка при коэффициенте безопасности $k_6 = 1,3$ (считаем, что в процессе работы редуктор испытывает умеренные толчки)

$$P_{rB} = R_B k_6 = 18,17 \cdot 1,3 = 23,6 \text{ кН}$$

Определяем расчетный ресурс наиболее нагруженной опоры

$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \left(\frac{C_r}{P_{rB}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 57,3} \left(\frac{100}{23,6} \right)^{10/3} = 35800 \text{ ч}$$

($n_2 = 30\omega_2/\pi$ - частота вращения вала).

Полученный ресурс подшипника 7310 почти на 80 % больше регламентированного ГОСТ 16162-93 (редукторы общего назначения) ресурса червячного редуктора – 20000 ч.

Рассмотрим возможный вариант для обеспечения требуемого ресурса ($L_h = 20000$ ч). Найдем базовый расчетный ресурс роликоподшипника легкой серии повышенной грузоподъемностью типа 7210 А, для которого $C_r = 70,4$ кН и отношение $F_{aB}/(VR_B)$ по-прежнему меньше $e = 0,43$

$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \left(\frac{C_r}{P_{rB}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 57,3} \left(\frac{70,4}{23,6} \right)^{10/3} = 11100 \text{ ч},$$

что меньше ресурса редуктора, но в соответствии с ГОСТ 16162-93 допускается подбор подшипников с ресурсом равным половине, т.е. $L_h = 10000$ ч.

Из анализа расчетов и заданных размеров расположения опор относительно ступицы червячного колеса останавливаемся на подшипниках 7210А, у которых ширина внутреннего кольца $B = 20$ мм.

7. Для выходного конца вала под шестерней открытой прямозубой передачи по известному диаметру $d_{ш} = 45$ мм выбираем призматическую шпонку с размерами $b = 14$ мм, $h = 9$ мм,

$t_1 = 5,5$ мм. Тогда требуемая из условия прочности на смятие длина шпонки

$$l'_p \geq \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{ш}(h-t_1)[\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{45(9-5,5) \cdot 110} = 28,8 \text{ мм},$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, принимаемое для стальной ступицы 100...120 МПа. Округляя в большую сторону найденную длину шпонки до стандартного значения $l_p = 32$ мм, назначаем длину ступицы шестерни

$$b_3 = l_p + 5 \dots 10 = 40 \text{ мм}$$

8. В качестве шлицевого соединения ступицы червячного колеса с валом используем эвольвентное, как более технологичное и создающее меньшие концентрации напряжения, с центрированием по боковым поверхностям зубьев. Размеры шлицевого соединения назначаем в зависимости от диаметра вала: при $d_{ч,к} = 55$ мм – модуль $m = 2$ мм, число зубьев $z = 26$. Приняв для подвижного соединения под нагрузкой допускаемое напряжение $[\sigma_{см}] = 10 \dots 20$ МПа, рассчитываем рабочую длину зубьев

$$l \geq \frac{2T_2 \cdot 10^3}{K_3 z d_{cp} h [\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 26 \cdot 52 \cdot 1,6 \cdot 15} = 20,5 \text{ мм},$$

здесь $d_{cp} = mz = 2 \cdot 26 = 52$ мм; $h = 0,8 \cdot m = 0,8 \cdot 2 = 1,6$ мм; $K_3 \approx 0,75$ - коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

Окончательную длину шлицев соединения принимаем по нормальному ряду равной длине ступицы червячного колеса, приблизительно 40 мм.

На рис. 3.12. представлен примерный чертеж ведомого вала червячного редуктора.

На чертежах валов указывают сопряженные, цепочные, габаритные и свободные размеры. На первые два вида размеров задают поля допусков (поз. 1) в соответствии с посадками, показанными на сборочном чертеже. Также на чертежах валов, указывают допуски форм и расположения поверхностей. Например на рис. 3.12. поз. 2 показан допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников качения с целью ограничения пе-

рекоса его колец; поз. 3 – допуск цилиндричности посадочных поверхностей подшипников; поз. 4 – допуск симметричности и параллельности шпоночного паза.

Допуск перпендикулярности базового торца вала (поз. 5) задают только при установке на вал узких зубчатых колес ($l/d < 0,7$), чтобы обеспечить выполнение норм контакта зубьев в передаче. Допуск соосности посадочной поверхности для полмуфты, шкива, звездочки (поз. 6) указывают при частоте вращения вала более 1000 мин^{-1} .

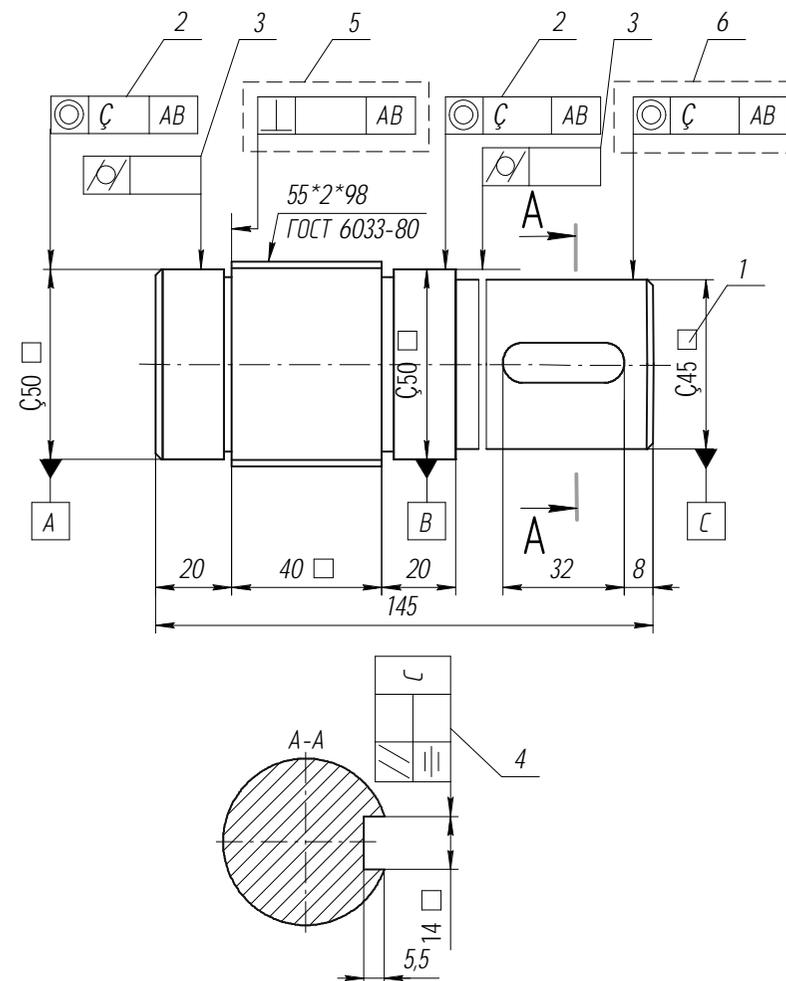


Рис. 3.12. Чертеж вала

ГЛАВА 4 Курсовое проектирование

Курсовой проект по дисциплине “Детали машин” – первая самостоятельная инженерная работа, которую по учебному плану выполняют студенты – заочники.

Инженерные задачи специфичны: при одних и тех же исходных данных два разных инженера получают разные результаты вследствие того, что задания “некорректны”, т.е. неизвестных параметров, как правило, в них намного больше числа уравнений связи. Недостающими параметрами надо задаваться, причем всегда имеется возможность выбора из некоторого множества: либо из ряда стандартных значений, либо из ряда технологий, либо из интервала допустимых отношений некоторых параметров.

Например, при проектных расчетах цилиндрических передач одно уравнение прочности связывает два неизвестных параметра: b - ширину колеса и a_w - межосевое расстояние. Поэтому вначале задаются их отношением $\psi_a = b/a_w = 0,25...0,4$; рекомендуемый интервал, как правило, достаточно велик.

Следующая особенность инженерных задач - это необходимость перехода от реального объекта к его расчетной схеме и обратно. Здесь надо учесть, что один и тот же объект может иметь несколько неэквивалентных расчетных схем, и переход от менее к более адекватной осуществляется лишь методом последовательных приближений, поскольку недостающие параметры для более точной расчетной схемы получают при решении более простой. Например, для расчета валов последовательно рассматривают две - три расчетные схемы, при расчетах зубьев передач - не менее двух. Для эскизного проектирования, когда выполняют “проектные расчеты”, не следует стремиться к использованию уточненных расчетных схем, надо как можно раньше приступить к компоновке. На этапе рабочего проектирования при “проверочных расчетах” применяют более точные расчетные схемы. Многие параметры деталей, узлов и машин в целом вообще не рассчитываются, а принимаются из технологических, эстетических и т.п. соображений.

4.1. Содержание и объем курсового проекта

Проект по деталям машин состоит из пояснительной записки и чертежей. Количество и характер чертежей определяются программой курса для соответствующей специальности. В проекте по деталям машин для студентов специальности 170600 надлежит выполнять три листа чертежей формата А1: 1) общий вид привода; 2) конструктивная разработка редуктора; 3) сварная рама (А2) и рабочие чертежи деталей - вала редуктора и зубчатого колеса (А2).

Студентам немеханических специальностей, изучающим детали машин сокращенно в курсах “Техническая механика” или “Прикладная механика”, проект следует выполнять с двумя листами чертежей формата А1, один из которых – конструктивная разработка редуктора, а другой – рабочие чертежи деталей (приведены в заданиях).

Требования к оформлению расчетно-пояснительной записки и чертежей базируются на основных положениях единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

4.2. Последовательность работы над проектом

1. Знакомятся с заданием. Подбирают литературу, необходимую для проектирования. Изучают аналогичные конструкции по учебным пособиям, атласам, руководствам и т.п., составляя при этом эскизы отдельных узлов, представляющих определенный интерес.

2. Определяют мощность на выходном валу привода рабочей машины, затем частные значения КПД отдельных видов передач и общий КПД привода, на который нужно разделить значение выходной мощности. Чтобы выбрать электродвигатель, необходимо также предварительно определить частоту вращения вала ротора, для чего вычисленная частота вращения выходного вала привода умножается на общее ориентировочное передаточное число привода. При выборе электродвигателя необходимо иметь в виду, что тихоходный электродвигатель, при равной мощности, тяжелее и больше по габаритам, чем быстроход-

ный. По каталогу чаще всего приходится выбирать электродвигатель с номинальной мощностью, превышающей расчетную.

3. Вычисляют фактическое передаточное число привода, разбивают его по ступеням передач, определяют крутящие моменты на валах и их скорости вращения.

4. Рассчитывают все передачи, входящие в кинематическую схему привода. Проектный расчет передач заканчивают определением основных геометрических параметров и выполняют эскизную компоновку деталей передач редуктора (желательно на миллиметровой бумаге и в масштабе 1:1). Эскизная компоновка передач позволит увидеть недостатки расчета и выбора геометрических параметров колес и найти пути их устранения. Изменяя материал зубчатых или червячных колес и технологию их изготовления, уточняя и изменяя значения расчетных коэффициентов и передаточных чисел соответствующих ступеней, выполняя повторные расчеты, можно добиться лучшей конструкции рассчитываемых передач.

5. Вычисляют усилия, действующие в рассчитанных передачах.

6. Производят ориентировочный расчет валов с учетом только передаваемого крутящего момента, предварительный выбор подшипников, определяют размеры элементов корпуса (толщины стенки и пр.).

7. На первом этапе проектирования редуктора на эскизной компоновке основных деталей передач (см. п. 4) вычерчивают валы, подшипниковые узлы, размещенные в стенках корпуса, детали, необходимые для предотвращения или ограничения осевого перемещения зубчатых или червячных колес на валах; устанавливают по рекомендациям учебных пособий или по конструктивным соображениям соответствующие зазоры между торцами передач и внутренней стенкой корпуса, а также между двумя соседними передачами, находящимися на одном валу. Эскизная компоновка редуктора позволяет определить ориентировочные (значения следует округлить) расстояния между подшипниками валов (между серединами подшипников) и тем самым подготовить расчетные схемы валов.

8. Составляют расчетные схемы валов, определяют суммарные реакции опор, рассчитывают диаметры валов на статическую прочность и выносливость в опасных сечениях. По окончательно принятым диаметрам валов рассчитывают по динамической грузоподъемности подшипники и подбирают сечения шпонок (длина их принимается по ширине зубчатых колес) с последующей проверкой их на смятие.

9. Выполняют общий вид редуктора в двух-трех проекциях с соблюдением всех требований государственного стандарта на чертежи. На чертеже общего вида редуктора должны быть конструктивно отражены способы смазки узлов трения и зубчатых (червячных) передач.

10. Вычерчивают общий вид привода в двух или трех проекциях и другие узлы привода, если они указаны в задании.

11. Выполняют рабочие чертежи деталей проектируемого редуктора, которые указаны в задании.

12. Составляют расчетно-пояснительную записку и окончательно оформляют все чертежи проекта.

13. Защищают проект перед комиссией из трех преподавателей.

4.3 Рекомендации по выбору конструкционных материалов

При конструировании приводов экономические соображения должны всегда стоять на одном из первых мест.

Стоимость проектируемой машины определяется стоимостью материала, изготовления и обработки отдельных ее деталей. Поэтому при проектировании следует обратить особое внимание на выбор конструкционных материалов для изготовления деталей редуктора и на способы их обработки с целью их максимальной экономии.

Материалы для зубчатых колес.

При выборе материалов для зубчатых колес необходимо обеспечить прочность зубьев на изгиб, стойкость поверхностных

слоев зубьев и сопротивление заеданию. Основными материалами являются термически обрабатываемые стали. Допускаемые контактные напряжения в зубьях пропорциональны твердости материалов, а несущая способность передачи по контактной прочности пропорциональна квадрату твердости. Это указывает на целесообразность широкого применения для зубчатых колес сталей, закаливаемых до значительной твердости.

В массовом и крупносерийном производстве применяют исключительно зубчатые колеса высокой твердости, которые подвергают отделочным операциям после термической обработки.

Основным видом термической обработки ранее являлась объемная закалка. Колеса соответственно изготавливались из сталей типа 40X, а в более ответственных случаях - из 40XH и др. Однако объемная закалка не сохраняет вязкую сердцевину при высокой твердости поверхности. Обычно твердость поверхности 45...55 HRC. Поэтому в настоящее время объемная закалка уступила место поверхностным термическим и химико-термическим методам упрочнения. Такой обработкой можно достичь высокую твердость поверхностных слоев материала и создать в них напряжения обратного знака при сохранении вязкой сердцевины.

Для зубчатых колес применяют следующие основные виды поверхностных термических и химико-термических упрочнений: поверхностную закалку, цементацию и нитроцементацию с закалкой, азотирование.

Поверхностную закалку в основном применяют с нагревом ТВЧ в связи с тем, что нагреваются поверхностные слои, деформации в материале при закалке не велики и можно обойтись без последующего шлифования зубьев (однако это понижает точность на одну-полторы степени). Закалка с нагревом ТВЧ получила широкое распространение для средненапряженных колес, особенно в станкостроении, материалы - стали 40X, 40XH. Получаемая твердость на поверхности 50...55 HRC.

Закалка с нагревом ТВЧ может также применяться для шестерен, работающих с улучшенными колесами для обеспечения равнопрочности.

Цементация (поверхностное насыщение углеродом) с последующей закалкой обеспечивает большую твердость и несущую способность поверхностных слоев зубьев и весьма высокую прочность зубьев на изгиб. В условиях современного производства целесообразнее применять газовую цементацию. Широко применяют хромистую сталь 20X, а для ответственных зубчатых колес, особенно работающих с перегрузками и ударными нагрузками, - хромоникелевые стали 12XH3A, 20XHM, 18X2H4MA, 20X2HMA и безникелевые стали 18XГТ, 25XГТ и 15XФ.

Цементация и закалка зубьев после шевингования повышают прочность зубьев на изгиб в 3 раза. Однако дефекты обычного шлифования могут снизить этот эффект в 1,3-1,5 раза, а при значительных прижогах – до 2 и более раз.

Азотирование (насыщение азотом) обеспечивает особо высокую твердость и износостойкость поверхностных слоев. Азотируют готовые детали без последующей закалки. Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38X2MЮА или безмолибденовые стали. Разрешается применение азотированных безмолибденовых сталей типа 40XФА, 40XHMA, 40X меньшей твердости, но большей вязкости. Зубья после азотирования не шлифуют. Поэтому азотирование применяют для колес с внутренними зубьями и других, шлифование которых трудно осуществимо. Недостатком азотированных колес является малая толщина упрочненного слоя, равная 0,2...0,5 мм, не позволяющая применять их: а) при ударных нагрузках - из-за опасности растрескивания упрочненного слоя; б) при работе с интенсивным износом (при загрязненной смазке, попадании абразива) из-за опасности истирания упрочненного слоя и быстрого выхода передачи из строя.

Нитроцементация - насыщение углеродом и азотом в газовой среде с последующей закалкой, обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданиям, обладает достаточной скоростью процесса порядка 0,4 мм/ч и получила широкое распространение. В связи с малыми деформациями позволяет во многих случаях обойтись без последующего шлифования. При необходимости минимальных деформаций

применяется низкотемпературная нитроцементация. Содержание азота в поверхностном слое позволяет применять менее легированные стали, чем при цементации, а именно 18ХГТ, 25ХГТ, 40Х и др.

Улучшенные стали применяют для зубчатых колес, преимущественно изготавливаемых в условиях мелкосерийного и единичного производства при отсутствии жестких требований к габаритам. Чистовое нарезание зубьев улучшаемых колес производят после термической обработки, что принципиально облегчает изготовление колес, в частности исключает необходимость шлифования и позволяет обеспечивать высокую точность. Кроме того, колеса из улучшенных сталей хорошо прирабатываются. Область применения улучшаемых зубчатых колес непрерывно сокращается.

Применяют качественные углеродистые стали 40, 45, 50Г и легированные 35ХГС, 40Х и др.

Твердость улучшенных колес ограничивают технологическими условиями для обеспечения достаточной стойкости инструмента; для небольших колес 280...320 НВ, для крупных 200...240 НВ. Твердость шестерен прямозубых передач рекомендуют выбирать на несколько десятков единиц НВ выше, чем колес, для уменьшения опасности заеданий и для сближения долговечности шестерен и колеса. Твердость шестерен косозубых и шевронных передач рекомендуют выбирать выше, для чего подвергают шестерни поверхностной закалке, цементации или азотированию. Это повышает контактную прочность косозубой и шевронной пары.

Стали в нормализованном состоянии для обоих сопряженных зубчатых колес применяют только во вспомогательных механизмах, например в механизмах ручного управления. Основные материалы - среднеуглеродистые стали 40,45,50. Для повышения стойкости против заедания шестерни и колеса следует изготавливать из разных материалов.

К новым материалам следует отнести высоколегированные мартенсито-стареющие стали, обладающие высокой твердостью после старения, происходящего без коробления. Для них отпадает необходимость шлифования.

Стальное литье применяют для колес больших диаметров. Основные материалы - литейные среднеуглеродистые стали 35Л, 50Л, а также литейные марганцовистые и низколегированные стали 40ХЛ, 30ХГСД, 50Г2 и др. Литые колеса подвергают преимущественно нормализации.

Чугуны употребляют для тихоходных, преимущественно крупногабаритных и открытых передач. Кроме того, из чугуна изготавливают редко (поочередно) работающие сменные колеса. Чугуны относительно хорошо сопротивляются заеданиям, поэтому они могут работать при скудной смазке, например в открытых передачах. Прочность обычных серых чугунов на изгиб, особенно при ударных нагрузках, значительно меньше, чем сталей. Поэтому габариты и особенно модули чугунных колес получаются значительно больше стальных. Чугунные зубчатые колеса во избежание угловой поломки зубьев при упругих деформациях валов нельзя выполнять такими же широкими, как улучшенные и нормализованные стальные. Применяют чугуны СЧ21, СЧ24, модифицированные чугуны СЧ28, СЧ32, СЧ36, а также высокопрочные магнитные чугуны. Колеса из высокопрочных чугунов должны работать с твердыми шестернями.

В связи со значительными достижениями в области получения литейных чугунов расширились перспективы применения чугунных колес взамен стальных литых.

Пластмассовые зубчатые колеса в паре с металлическими применяют в слабонагруженных передачах для обеспечения бесшумности или самосмазываемости, или химической стойкости. Типичные примеры: приводы распределительного вала автомобильных двигателей, веретен текстильных машин, исполнительных механизмов приборов.

Пластмассы в напряженных зубчатых передачах не применяют, так как прочные пластмассы на основе стеклянных волокон содержат абразивы и неблагоприятны для работы в условиях трения.

Пластмассовые колеса должны работать в паре со стальными или чугунными колесами достаточной твердости в связи с низкой теплостойкостью пластмасс и опасностью заеданий. Стальные колеса целесообразно закалывать до 45 HRC и шлифо-

вать или шевинговать перед закалкой. Пластмассовые колеса делают уже, чем сопряженные, во избежание повышенного износа кромками сопряженных колес.

К числу традиционно применяемых для зубчатых колес пластмасс относятся текстолит (рекомендуемые марки ПТ и ПТК) и древесно-слоистые пластики (рекомендуются ДСПГ со звездообразным расположением слоев шпона, повернутых на 25...30°);

Наиболее перспективными следует считать капролон, полиформальдегид и фенилон.

Материалы для изготовления червяков и червячных колес

Для повышения износостойкости при больших скоростях скольжения и неблагоприятных условиях создания масляного слоя между соприкасающимися поверхностями зубья червячно-го колеса обычно делают из антифрикционного, относительно мягкого материала. Сочетание такого материала с высокотвердым материалом червяка обеспечивает не только высокую износостойкость, но и хорошую прирабатываемость при перекосах.

Червяки изготавливают из сталей 40Х, 40ХН и др. Наибольшая нагрузочная способность получается у червяков с закаленной и шлифованной поверхностью зубьев (закалка может быть поверхностной или объемной). Для ответственных передач применяются червяки из сталей 18ХГТ, 20Х, 12ХНЗА, 15ХФ, которые после закалки имеют твердость 56...63 HRC.

Венцы червячных колес при скоростях скольжения $V_{ск} \geq 4$ м/с выполняют из оловянно-фосфористых бронз Бр010Н1Ф1, Бр010Ф1 или оловянно-цинковой бронзы Бр05Ц5С5. При меньших скоростях применяют алюминиево-железистые бронзы БрА10Ж4Н4Л, БрА3Ж3Л и латуни, которые должны работать в паре с червяком высокой твердости, не ниже 45 HRC. При малых скоростях скольжения (менее 2 м/с) допустимо применять чугуны марок СЧ15 и СЧ20.

4.4. Допускаемые напряжения и расчетная нагрузка

А. Допускаемые контактные напряжения для зубчатых колес в проектных расчетах равны

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N / S_H,$$

где σ_{Hlim} - предел контактной выносливости (табл. 4.1); Z_N - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса; S_H - коэффициент запаса прочности ($S_H=1,2$ при однородной структуре материала зуба; $S_H=1,3$ при поверхностных упрочнениях).

Для прямозубых передач, а также для косозубых с небольшой разностью твердости зубьев шестерни и колеса за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных для материала шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

Коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{HG} / N_{HE}} \geq 1, \text{ но не более } 2,4,$$

где N_{HG} - базовое число циклов нагружения контактной прочности (при 200...250 НВ $N_{HG} = 1,5 \cdot 10^7$; 250...300 НВ $N_{HG} = 3,5 \cdot 10^7$; 37...40 HRC, $N_{HG} = 8 \cdot 10^7$; 37...40 HRC, $N_{HG} = 10^8$; свыше 54 HRC, $N_{HG} = 1,2 \cdot 10^8$); N_{HE} - число циклов нагружения для рассчитываемого колеса

$$N_{HE} = \mu_H 60t \cdot n \cdot j,$$

где t - машинное время работы (ресурс), $t = L_{год} 365 k_{год} 24 k_{сут}$ ($L_{год}$ - срок службы, годы; $k_{год}$ - коэффициент годового использования; $k_{сут}$ - коэффициент суточного использования); n - частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса; j - число вхождений в зацепление зубьев колеса за один его оборот (для однопочтовых редукторов $j = 1$); μ_H - коэффициент эквивалентности по контактной усталости, учитывающий характер изменения нагрузки во времени.

Так как в настоящих заданиях на курсовой проект циклограмма нагружения представлена ступенчатой линией, то μ_H определяется по формуле

$$\mu_H = \sqrt[3]{\sum \frac{N_i}{N} \left(\frac{T_i}{T} \right)^3},$$

где T_i - текущий момент; T - наибольший момент нормально протекающего процесса, обычно равный номинальному; N_i - число циклов, отработанное при T_i ; N - суммарное число циклов работы.

Если частота вращения валов неизменна, то $N_i/N \approx t_i/t$, где t_i - время действия момента T_i .

Механические характеристики сталей

Таблица 4.1

Марка стали	Термообработка	Твердость	Механические характеристики, МПа			Коэф. запаса прочности S_F
			σ_T	$\sigma_{Нlim}$	σ_{Flim}	
45	Нормализация	167...217HB	270...300	430	320	1,75
50		180...227HB	290...320	480	360	
45	Улучшение	180...250HB	350...550	500	390	1,75
40X		215...285HVB	500...700	570	450	
12XН2	Цементация	56...58 HRC ₃	600	1310	950	1,55
12XН3А		58...60 HRC ₃	700	1360	950	1,55
15X		58...63 HRC ₃	500	1390	750	1,75
20XН		54...62 HRC ₃	600	1340	950	1,55
45	Поверхностная	45...55 HRC ₃	340	1050	410	1,75
50		50...57 HRC ₃	350	1110	420	
40X		50...55 HRC ₃	500	1110	600	
40XН		51...57 HRC ₃	500	1120	700	
30XЮ	Азотирование	50...65 HRC ₃	750	1050	680	-
38XМЮА		50...65 HRC ₃	850	1050	680	
40X	Цианирование	48...56 HRC ₃	650	1200	750	1,55
40XН		50...54 HRC ₃	750	1200	750	
Отливки						
45Л	Нормализация	160...210HB	320	440	330	2,3
50		190...220HB	340	480	370	
40	Улучшение	220...270HB	600	560	440	-

Б. Допускаемые напряжения на изгиб в проектных расчетах можно принимать равными

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \cdot Y_N / S_F,$$

где σ_{Flim} - предел выносливости; S_F - запас прочности (см. табл. 4.1); Y_N - коэффициент долговечности.

$$Y_N = \sqrt[m]{N_{FG} / N_{FE}}.$$

Для зубьев, подвергнутых нормализации, улучшению или азотированию, $m = 6$; при объемной или поверхностной закалке и цементации $m = 9$. $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ - базовое число циклов нагру-

жения изгибной прочности, N_{FE} - расчетное число циклов, определяемое так же, как N_{HE} (п. А), с учетом коэффициента эквивалентности

$$\mu_F = \sqrt[m]{\sum \frac{N_i}{N} \left(\frac{T_i}{T} \right)^m}$$

Для этого соотношения T_i и N_i берутся такими же, как и в расчетах μ_H .

Пример. Определить коэффициенты долговечности Z_N и Y_N тихоходного двухступенчатого редуктора по следующим исходным данным. Частота вращения быстроходного вала редуктора $n_B = 900$ об/мин, $i = 20$. Колесо изготовлено из стали 15X и цементировано. Срок службы $L_{год} = 10$ лет, $\kappa_{год} = 0,6$, $\kappa_{сут} = 0,5$. График нагрузки представлен на рис. 4.1.

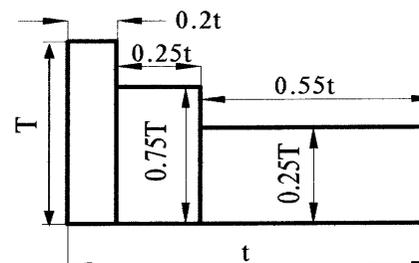


Рис. 4.1

Рассчитываем коэффициенты эквивалентности:

$$\begin{aligned} \mu_H &= \sqrt[3]{\sum \frac{N_i}{N} \left(\frac{T_i}{T} \right)^3} = \sqrt[3]{\sum \frac{t_i}{t} \left(\frac{T_i}{T} \right)^3} = \\ &= \sqrt[3]{0,2 \cdot 1^3 + 0,25 \cdot 0,75^3 + 0,55 \cdot 0,25^3} = 0,6798 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mu_F &= \sqrt[m]{\sum \frac{N_i}{N} \left(\frac{T_i}{T} \right)^m} = \sqrt[m]{\sum \frac{t_i}{t} \left(\frac{T_i}{T} \right)^9} = \\ &= \sqrt[9]{0,21^3 + 0,25 \cdot 0,75^9 + 0,55 \cdot 0,25^3} = 0,8446 \end{aligned}$$

Расчетные числа циклов нагружения для рассчитываемого колеса:

$$N_{HE} = \mu_H \cdot 60 \cdot t \cdot n \cdot j = \mu_H \cdot 60 L_{год} 365 K_{год} 24 K_{сут} \frac{n_6}{u} =$$

$$= 0,6798 \cdot 10 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 24 \cdot 0,5 \frac{900}{20} = 8,04 \cdot 10^5;$$

$$N_{FE} = \mu_F \cdot 60 \cdot t \cdot n \cdot j = \mu_F \cdot 60 L_{год} 365 K_{год} 24 K_{сут} \frac{n_6}{u} =$$

$$= 0,8446 \cdot 10 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 24 \cdot 0,5 \frac{900}{20} = 9,99 \cdot 10^5;$$

Базовые числа циклов нагружения (см. п.п. А и Б разд. 4.3.3):

$$N_{HG} = 1,2 \cdot 10^8, \quad N_{FG} = 4 \cdot 10^6$$

Коэффициенты долговечности:

$$Z_H = \sqrt[6]{N_{HG}/N_{HE}} = \sqrt[6]{1,2 \cdot 10^8 / 8,04 \cdot 10^5} = 2,303;$$

$$Y_N = \sqrt[9]{N_{FG}/N_{FE}} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^6 / 9,99 \cdot 10^5} = 1,167$$

В. Для колес из оловянных и аналогичных им бронз допускаемые напряжения на контактную прочность

$$[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B \cdot c_v \cdot Z_N,$$

где σ_B - предел прочности бронзы при растяжении (см. табл. 4.2); c_v - коэффициент, учитывающий износ и зависящий от скорости скольжения $v_{ск}$

$v_{ск}, \text{ м/с}$	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
c_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8;

скорость скольжения предварительно определяется по формуле

$$v_{ск} \approx \frac{4n_1}{10^5} \sqrt[3]{T_{max}}.$$

Коэффициент долговечности Z_N рассчитывается так же, как и для зубчатых передач (см. п. А), T_{max} - наибольший момент на колесе, Н·мм

$$Z_N = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}$$

(в определении N_{HE} $\mu_H = \sqrt[3]{\sum \frac{N_i}{N} \left(\frac{T_i}{T}\right)^4}$, T - номинальный момент на колесе).

Механические характеристики материалов червячных колес

Таблица 4.2

Марка материала	Способ отливки	σ_T	σ_B	$\sigma_{ви}$	Скорость скольжения
		МПа			
Бр010Н1Ф1	Центробежное	165	285	-	35
Бр010Ф1	В кокиль	195	245	-	25
Бр010Ф1	В песок	140	220	-	25
Бр05Ц5С5	В кокиль	90	180	-	12
Бр05Ц5С5	В песок	80	150	-	12
БрА9ЖЗЛ	Центробежное	200	500	-	10
БрА9ЖЗЛ	В кокиль	195	490	-	10
БрА9ЖЗЛ	В песок	195	390	-	10
ЛЦ38М _у	В кокиль	130	300	-	10
СЧ15	В землю			280	3
СЧ18	В землю			350	2

Для червячного колеса из безоловянных бронз $[\sigma_H] = (300 \dots 275) - 25v_{ск}$, МПа

Для колеса из чугуна $[\sigma_H] = (200 \dots 175) - 35v_{ск}$, МПа

Предельные значения контактных напряжений при расчете на максимальную статическую или единичную пиковую нагрузку:

$$\text{оловянная бронза} \quad [\sigma_H] = 4\sigma_T$$

$$\text{безоловянная бронза} \quad [\sigma_H] = 2\sigma_T$$

$$\text{чугуны} \quad [\sigma_H] = 1,65\sigma_{ви}$$

Для колес из бронз допускаемые напряжения на изгиб

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) Y_N,$$

где пределы текучести σ_T и прочности σ_B (см. табл. 4.2), Y_N - коэффициент долговечности, равный $Y_N = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}$.

В определении N_{FE} $\mu_{FE} = \sqrt[9]{\sum \frac{N_i}{N} \left(\frac{T_i}{T}\right)^9}$ и он рассчитывается по

той же методике, что и для зубчатых колес (см. п. А).

Для чугунных червячных колес $[\sigma_F] = 0,22\sigma_{ви}$ ($\sigma_{ви}$ - предел прочности на изгиб).

Предельные значения допускаемых напряжений на изгиб при проверке на максимальную статическую или единичную пи-

ковую нагрузку: для бронз - $[\sigma_F] = 0,8\sigma_T$, для чугуна - $[\sigma_F] = 0,6\sigma_{\text{ВИ}}$.

Г. Нагрузкой зубчатой или червячной передачи считают вращающийся момент на валу колеса T . В расчетах нагрузка представляет собой $T_p = T_{\text{ном}}K$, где $T_{\text{ном}}$ - номинальный момент; K - коэффициент нагрузки, основное влияние на который оказывает коэффициент внутренней динамической нагрузки K_v и коэффициент концентрации нагрузки K_β .

При проведении проектного расчета значение коэффициента нагрузки $K = K_v K_\beta$ можно принимать по рекомендациям, приводимым в литературе. В проверочных расчетах цилиндрических зубчатых передач соответственно на контактную прочность и изгиб

$$K_\beta = K_\beta^0(1 - X) + X,$$

где K_β^0 - начальный коэффициент концентрации соответственно на контактную прочность и изгиб находят по таблицам справочников и учебных пособий в зависимости от расположения передачи и твердости колеса; X - коэффициент режима нагрузки

$$X = \sum \frac{N_i}{N} \left(\frac{T_i}{T} \right).$$

Для проверочного расчета червячной передачи коэффициент концентрации

$$K_\beta = 1 + (z_2/\theta)^3(1 - X)$$

где z_2 - число зубьев колеса, θ - коэффициент деформации червяка, принимаемый по таблицам в зависимости от заходности червяка и коэффициента его диаметра.

Коэффициент динамичности K_v принимают в зависимости от скорости v , степени точности и твердости рабочих поверхностей зубьев.

ГЛАВА 5

Задания на курсовой проект

Для выполнения проекта обязательным является то задание, которое соответствует последней цифре шифра студента и тот вариант этого задания, который соответствует предпоследней цифре шифра студента. Если последняя цифра нуль, то студент должен выполнять десятое задание. Если предпоследняя цифра нуль, то - десятый вариант задания.

Задание 1

Спроектировать привод к пластинчатому конвейеру по кинематической схеме рис. 5.1. Тяговое усилие на приводной звездочке конвейера $F_{ц}$, скорость движения цепи конвейера $v_{ц}$, число зубьев приводной звездочки конвейера z_k , шаг тяговой цепи конвейера $p_{ц}$. График нагрузки представлен на рис. 5.2. Срок службы конвейера L . Исходные данные взять из табл. 5.1.

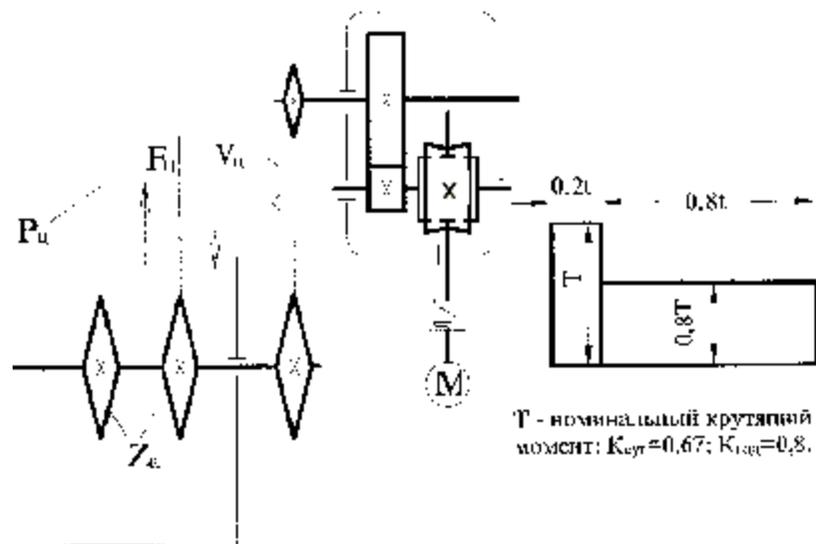


Рис. 5.1.

T - номинальный крутящий момент: $K_{свт}=0,67$; $K_{тзд}=0,8$.

Рис. 5.2

Представить рабочие чертежи деталей: червячного колеса, зубчатого колеса, ведомого вала редуктора, звездочки.

Таблица 5.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{ц}$, кН	16	14	10	13	12	11	10	16	18	20
$v_{ц}$, м/с	0,16	0,14	0,18	0,12	0,2	0,15	0,17	0,16	0,12	0,10
$p_{ц}$, м	0,08	0,1	0,125	0,16	0,08	0,1	0,125	0,16	0,08	0,1
z_k	8	9	10	11	12	11	10	9	8	7
L , год	10	8	7	11	10	9	11	8	6	8

Задание 2

Спроектировать привод дискового питателя по кинематической схеме рис. 5.3. Мощность на валу питателя P_4 , частота его вращения n_4 , усилие на диске питателя $F_{дк}$. График нагрузки представлен на рис. 5.4. Срок службы L . Исходные данные взять из табл. 5.2.

Представить рабочие чертежи деталей: зубчатого колеса, вал - шестерни, конического колеса, ведомого вала редуктора.

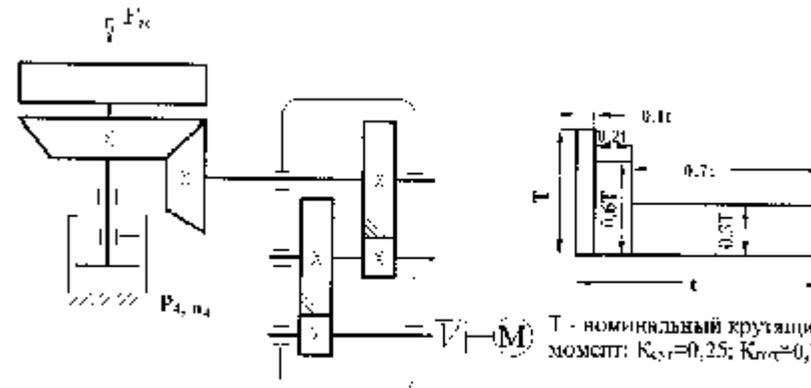


Рис. 5.3

T - номинальный крутящий момент: $K_{свт}=0,25$; $K_{тзд}=0,7$.

Рис. 5.4

Таблица 5.2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_4 , кВт	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,35	1,45	1,55	1,65	1,75
n_4 , мин ⁻¹	18	12	15	16	19	17	18	20	22	14
$F_{ад}$, кН	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	0,75	0,85	1,1
L , год	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	8	10	7

Задание 3

Спроектировать привод пластинчатого конвейера по кинематической схеме на рис. 5.5. Тяговое усилие на приводной звездочке конвейера $F_{ц}$, скорость движения цепи конвейера $V_{ц}$, число зубьев приводной звездочки конвейера z_k , шаг тяговой цепи конвейера $p_{ц}$. График нагрузки представлен на рис. 5.6. Срок службы конвейера L . Исходные данные взять из табл. 5.3.

Представить рабочие чертежи деталей: зубчатого колеса тихоходной ступени, звездочки, ведомого вала, крышек подшипников (глухая и сквозная).

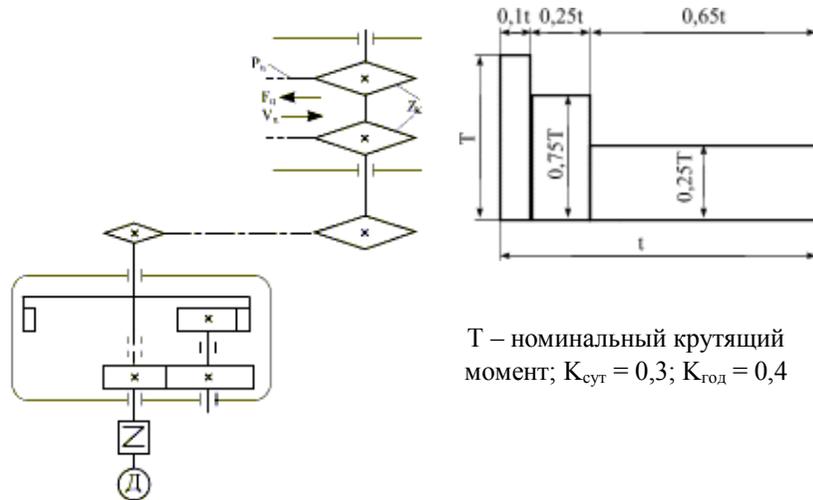


Рис.5.5

T – номинальный крутящий момент; $K_{сут} = 0,3$; $K_{год} = 0,4$

Рис.5.6

Таблица 5.3

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{ц}$, кН	3,95	3,9	4,0	4,2	1,8	2,05	2,2	2,0	3,0	3,5
$v_{ц}$, м/с	0,5	0,6	0,4	0,5	0,5	0,6	0,35	0,5	0,45	0,55
$p_{ц}$, м	0,1	0,08	0,1	0,125	0,125	0,1	0,16	0,16	0,08	0,125
z_k	10	8	9	8	9	10	8	9	11	12
L , год	7	8	9	10	11	7	8	9	10	11

Задание 4

Спроектировать привод ленточного конвейера по кинематической схеме на рис. 5.7 (редуктор выполнен с расположением валов в вертикальной плоскости). Тяговое усилие на приводном барабане конвейера F_6 , скорость движения ленты конвейера v_6 , диаметр приводного барабана конвейера D_6 . График нагрузки представлен на рис. 5.8. Срок службы конвейера L . Исходные данные взять из табл. 5.4.

Представить рабочие чертежи деталей: ведомого вала редуктора, зубчатого колеса, звездочки, крышек подшипников (глухая и сквозная).

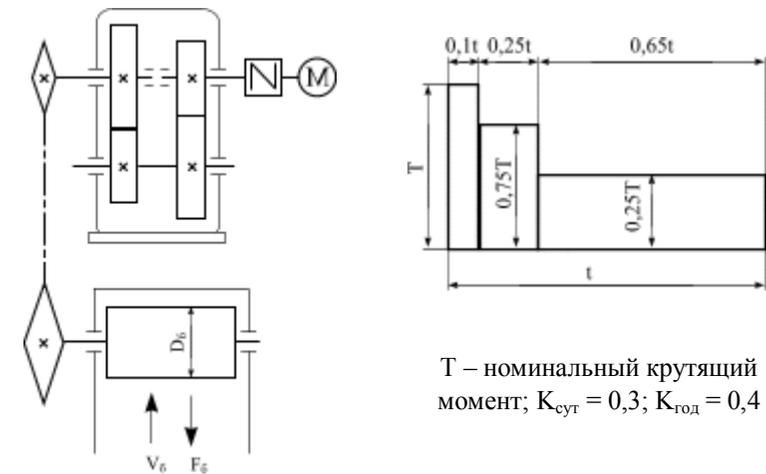


Рис. 5.7

T – номинальный крутящий момент; $K_{сут} = 0,3$; $K_{год} = 0,4$

Рис. 5.8.

Таблица 5.4

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{ц}$, кН	2,2	2,0	2,6	2,4	2,5	3,2	3,5	3,3	2,8	3,4
$v_{ц}$, м/с	1,0	1,5	1,2	1,3	1,4	1,1	0,9	0,8	0,7	0,6
$D_{б}$, м	0,62	0,6	0,58	0,56	0,54	0,52	0,46	0,5	0,48	0,5
L, год	9	8	10	11	7	8	9	11	10	7

Задание 5

Спроектировать привод к пластинчатому конвейеру по кинематической схеме на рис. 5.9. Тяговое усилие на приводной звездочке конвейера $F_{ц}$, скорость движения цепи конвейера $v_{ц}$, число зубьев приводной звездочки конвейера z_k , шаг тяговой цепи конвейера $p_{ц}$. График нагрузки представлен на рис. 5.10. Срок службы конвейера L. Исходные данные взять из табл. 5.5.

Представить рабочие чертежи деталей: ведущего вала редуктора, звездочки, зубчатого колеса, крышек подшипников (сквозная и глухая).

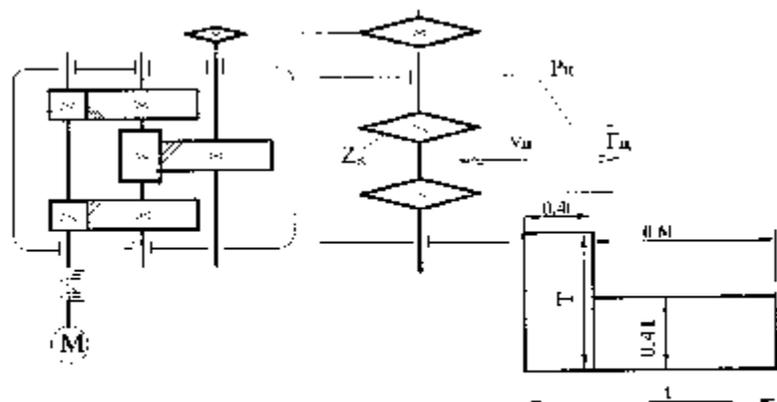


Рис. 5.9

T - номинальный крутящий момент; $K_{ср} = 0,2$; $K_{гид} = 0,6$.

Рис. 5.10

Таблица 5.5

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{ц}$, кН	22	24,5	33	40	30	35	25	34	28	30,4
$v_{ц}$, м/с	0,2	0,4	0,26	0,3	0,3	0,25	0,35	0,17	0,28	0,32
$p_{ц}$, м	0,1	0,125	0,16	0,1	0,125	0,16	0,125	0,125	0,1	0,08
z_k	9	9	8	11	10	9	12	9	10	11
L, год	10	9	8	7	11	8	7,5	9	10	11

Задание 6

Спроектировать привод скребкового конвейера по кинематической схеме на рис. 5.11 (редуктор выполнен с расположением валов в горизонтальной плоскости). Тяговое усилие на приводной звездочке конвейера $F_{ц}$, скорость движения цепи конвейера $v_{ц}$, число зубьев приводной звездочки конвейера z_k , шаг тяговой цепи конвейера $p_{ц}$. График нагрузки представлен на рис. 5.12. Срок службы конвейера L. Исходные данные взять из табл. 5.6.

Представить рабочие чертежи деталей: зубчатого колеса, промежуточного вала, шкива клиноременной передачи, крышек подшипников (глухая и сквозная).

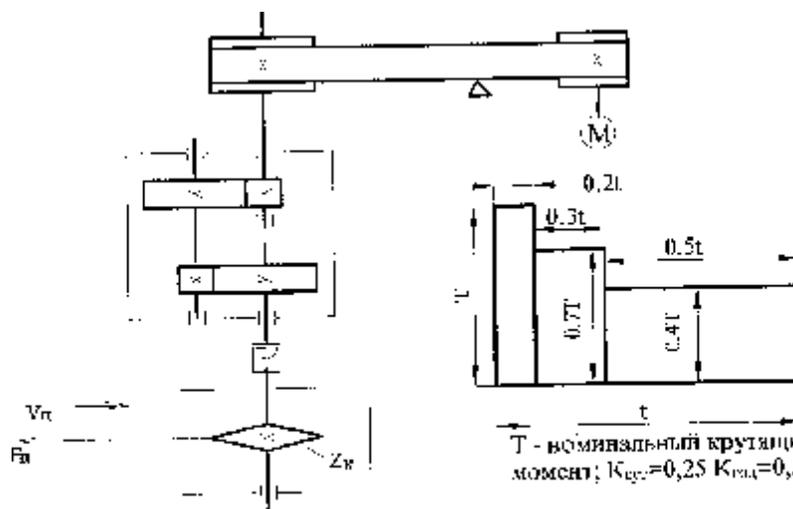


Рис. 5.11

T - номинальный крутящий момент; $K_{ср} = 0,25$; $K_{гид} = 0,5$

Рис. 5.12

Таблица 5.6

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{ц}$, кН	3,2	3,6	4,2	4,6	5,2	5,8	6,4	6,5	6,6	6,0
$v_{ц}$, м/с	0,35	0,4	0,45	0,5	0,5	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6
$p_{ц}$, м	0,1	0,125	0,1	0,125	0,08	0,16	0,08	0,16	0,1	0,125
z_k	7	8	9	10	7	8	9	10	7	8
L , год	9	10	11	7	9	10	11	9	8	10

Задание 7

Спроектировать привод люлечного элеватора по кинематической схеме на рис. 5.13. Тяговое усилие на приводной звездочке элеватора $F_{ц}$, скорость движения цепи элеватора $v_{ц}$, число зубьев приводной звездочки элеватора z_k , шаг тяговой цепи $p_{ц}$. График нагрузки представлен на рис. 5.14. Срок службы конвейера L . Исходные данные взять из табл. 5.7.

Представить рабочие чертежи деталей: зубчатого колеса тихоходной ступени, ведомого вала, звездочки, крышек подшипников (сквозная и глухая).

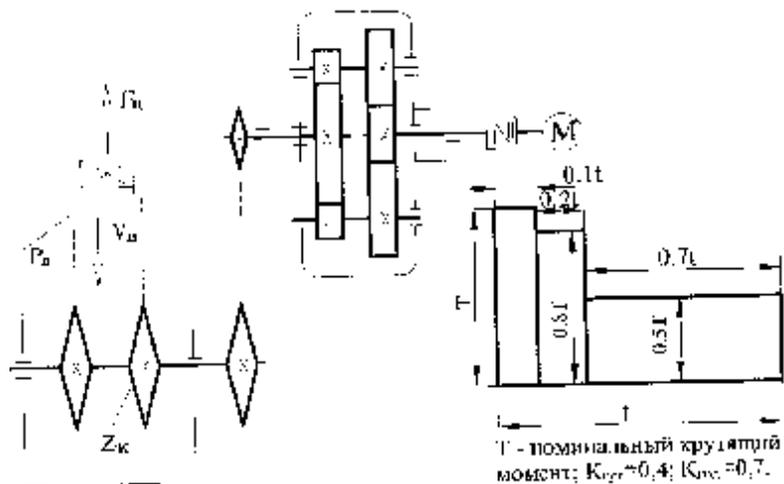


Рис. 5.13

Рис. 5.14

Таблица 5.7

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{в}$, кН	14	15	16	18	12	11	10	11	10	18
$v_{в}$, м/с	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6
$p_{ц}$, м	0,1	0,125	0,1	0,08	0,125	0,08	0,1	0,125	0,125	0,16
z_k	7	8	9	10	7	7	8	9	10	7
L , год	8	11	10	9	8	11	10	10	9	8

Задание 8

Спроектировать привод к винтовому конвейеру по кинематической схеме на рис. 5.15. Окружное усилие на шнеке конвейера $F_{в}$, частота его вращения $n_{в}$, диаметр шнека $D_{в}$. График нагрузки представлен на рис. 5.16. Срок службы конвейера L . Исходные данные взять из табл. 5.8.

Представить рабочие чертежи деталей: зубчатого колеса, ведомого вала, шкива зубчато-ременной передачи, крышек подшипников (сквозная и глухая).

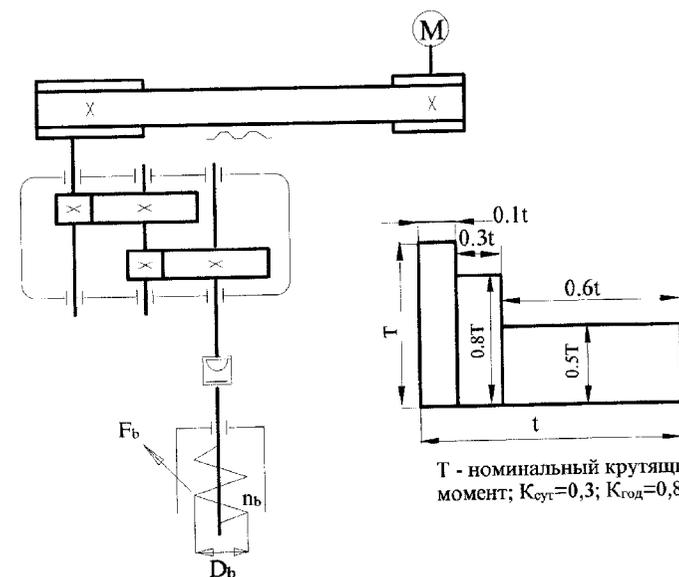


Рис. 5.15

Рис. 5.16

Таблица 5.8

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_b , кН	3	3,2	3,4	3,5	3,6	2,8	2,6	2,4	2,2	2,0
D_b , м	0,11	0,15	0,13	0,12	0,11	0,14	0,12	0,11	0,14	0,12
n_b , мин ⁻¹	80	50	70	80	45	50	90	60	45	70
L, год	11	10	8	7	11	8	9	10	9	8

Задание 9

Спроектировать привод к винтовому конвейеру по кинематической схеме на рис. 5.17. Окружное усилие на шнеке конвейера F_b , частота его вращения n_b , диаметр шнека D_b . График нагрузки представлен на рис. 5.18. Срок службы конвейера L. Исходные данные взять из табл. 5.9.

Представить рабочие чертежи деталей: зубчатых колес (конического и цилиндрического), ведомого вала, шкива плоскоременной передачи.

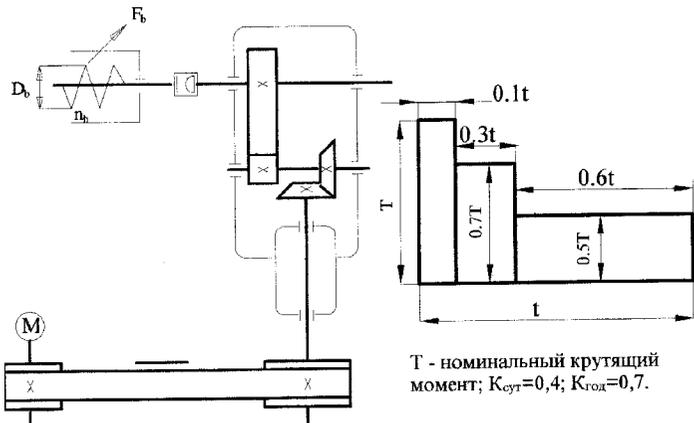


Рис. 5.17

Рис. 5.18

Таблица 5.9

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_b , кН	3,8	3,6	3,4	3,2	3,0	2,8	2,6	2,4	2,2	2,0
D_b , м	0,12	0,11	0,14	0,3	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,1
n_b , мин ⁻¹	45	50	60	70	80	90	60	70	50	75
L, год	11	10	8	7	9	8	7	10	11	8

Задание 10

Спроектировать привод ленточного конвейера по кинематической схеме на рис. 5.19. Тяговое усилие на приводном барабане конвейера F_b , скорость движения ленты конвейера v_b , диаметр приводного барабана конвейера D_b . График нагрузки представлен на рис. 5.20. Срок службы конвейера L. Исходные данные взять из табл. 5.10.

Представить рабочие чертежи деталей: центрального зубчатого колеса, сателита, ведомого вала, звездочки.

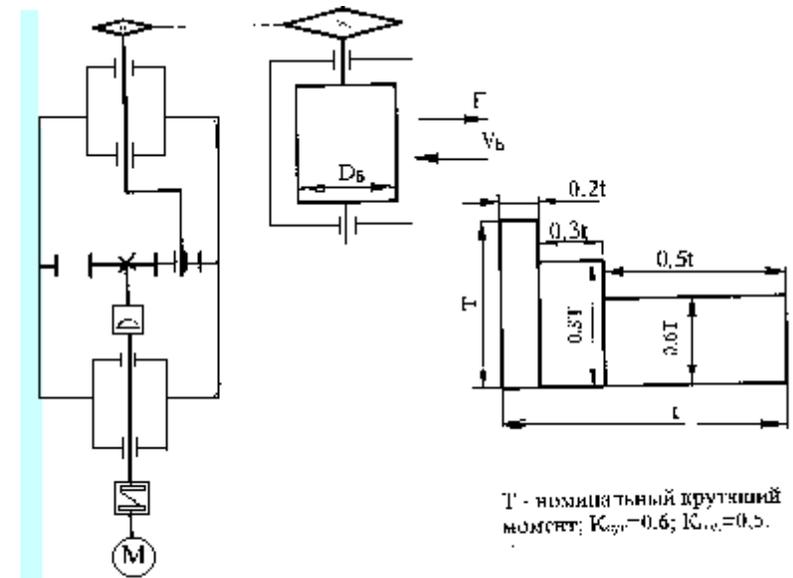


Рис. 5.19

Рис. 5.20

Таблица 5.10

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_b , кН	2	2,25	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1
v_b , м/с	1,6	1,5	1,4	1,3	1,25	1,15	1,2	1,1	1,35	1,45
D_b , м	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4	0,39	0,37	0,35	0,33	0,31
L, год	8	9	10	11	8	10	9	11	7	6

ПРИЛОЖЕНИЯ

П1. Болты.

Таблица П1
Основные размеры болтов (по ГОСТ 7798-70)

d, мм	p, мм	d ₁ , мм	d, мм	p, мм	d ₁ , мм
6	1	4,9	20	2,5	17,3
				1,5	18,3
8	1,25	6,65	(22)	2,5	19,3
	1	6,9		1,5	20,3
10	1,5	8,4	24	3	20,8
	1,25	8,65		2	21,8
12	1,75	10,1	(27)	3	23,7
	1,25	10,65		2	24,7
(14)	2	11,8	30	3,5	26,2
	1,5	12,3		2	27,7
16	2	13,8	36	4	31,7
	1,5	14,3		3	32,7
(18)	2,5	15,3	42	5	42,6
	1,5	16,3		3	44,6

d – наружный диаметр резьбы; d₁ – внутренний диаметр резьбы; p – шаг резьбы.

Примечание. Размеры в скобках применять не рекомендуется.

Пример условного обозначения: М12×60 ГОСТ 7798-70 (болт диаметром резьбы d = 12 мм, длиной l = 60 мм, исполнение 1 с крупным шагом резьбы без покрытия, из углеродистой стали; 2М12×1,25×60-40Х·01 ГОСТ 7798-70 (то же из стали 40Х, исполнение 2 с мелким шагом резьбы с цинковым покрытием – 0,2).

П2. Шпонки.

П2.1. Шпонки призматические

Таблица П2.1
Размеры шпонок (извлечение из ГОСТ 23360 – 78)

D, мм	l, мм	b, мм	h, мм	t ₁ , мм	t ₂ , мм
От 6 до 8	6...20	2	2	1,2	1,0
Св. 8 до 10	6...36	3	3	1,8	1,4
Св. 10 до 12	8...45	4	4	2,5	1,8
Св. 12 до 17	10...56	5	5	3	2,3
Св. 17 до 22	14...70	6	6	3,5	2,8
Св. 22 до 30	18...90	8	7	4	3,3
Св. 30 до 38	22...110	10	8	5	3,3
Св. 38 до 44	28...140	12	8	5	3,3
Св. 44 до 50	36...160	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	45...180	16	10	6	4,3
Св. 58 до 65	50...200	18	11	7	4,4
Св. 65 до 75	56...220	20	12	7,5	4,9
Св. 75 до 85	63...250	22	14	9	5,4
Св. 85 до 95	70...280	25	14	9	5,4
Св. 95 до 110	80...320	28	16	10	6,4
Св. 110 до 130	90...360	32	18	11	7,4

D – диаметр вала; b – ширина шпонки; h – высота шпонки; t₁ – глубина паза вала; t₂ – глубина паза втулки; l – длина шпонки.

Примечание. Размер l в указанных пределах выбирают из ряда Ra20: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320.

Пример условного обозначения: Шпонка 10×8×63 ГОСТ 23360-78 (исполнение 1, сечение b×h = 10×8 мм, длина l = 63 мм).

П2.2. Шпонки сегментные

Таблица П2.2
Основные размеры шпонок и пазов (ГОСТ 24071 – 97)

D, мм	d, мм	b, мм	h, мм	t ₁ , мм	t ₂ , мм
Св. 3 до 4	4	1	1,4	1,0	0,6
Св. 4 до 5	7	1,5	2,6	1,5	1,0
Св. 5 до 6	7	2	2,6	1,8	1,0
Св. 5 до 7	10	2	3,7	2,9	1,0
Св. 7 до 8	70	2,5	3,7	2,7	1,2
Св. 8 до 10	13	3	5	3,8	1,4
Св. 10 до 12	16	3	6,5	5,3	1,4
Св. 12 до 14	16	4	6,5	5,0	1,8
Св. 14 до 16	19	4	7,5	6,0	1,8
Св. 16 до 18	16	5	6,5	4,5	2,3
Св. 18 до 20	19	5	7,5	5,0	2,3
Св. 20 до 22	22	5	9	7,0	2,3
Св. 20 до 25	22	6	9	6,5	2,8
Св. 25 до 28	25	6	10	7,5	2,8
Св. 28 до 32	28	8	11	8,0	3,3
Св. 32 до 38	32	10	13	10	3,3

D – диаметр вала; d – диаметр паза; h – высота шпонки; t₁ – глубина паза вала; t₂ – глубина паза втулки; b – ширина шпонки. В расчетах можно применять l = 0,95d.

Пример условного обозначения: Шпонка 5×9 ГОСТ 24071-97 (исполнение 1, сечение b×h = 5×9 мм).

П3. Шлицевые соединения

П3.1. Прямобоочные соединения

Таблица П3.1

Размеры легкой и средней серий (по ГОСТ 1139-80, с сокращениями – в стандарте z = 10 и d > 62 мм и тяжела я серия).

Номинальный размер, z×d×D, мм	b, мм	Номинальный размер, z×d×D, мм	b, мм
1	2	1	2

Продолжение табл. П3.1

1	2	1	2
легкая серия		6×13×16	3,5
6×23×26	6	6×16×20	4
6×26×30	6	6×18×22	5
6×28×32	7	6×21×25	5
8×32×36	6	6×23×28	6
8×36×40	7	6×26×32	6
8×42×46	8	6×28×34	7
8×46×50	9	8×32×38	6
8×52×58	10	8×36×42	7
8×56×62	10	8×42×48	8
8×62×68	12	8×46×54	9
		8×52×60	10
средняя серия		8×56×65	10
6×11×14	3	8×62×72	12

z – число зубьев (шлицев); d – внутренний диаметр; D – наружный диаметр; b – толщина шлица.

Пример условного обозначения: d-8×42H7/e8×46H12/a11 (с центрированием по внутреннему диаметру d = 42 мм с посадкой H7/e8 при z = 8 и D = 46 мм с посадкой H12/a11).

П3.2 Эвольвентные соединения.

Таблица П3.2

Размеры соединения с углом профиля 30° (по ГОСТ 6033-80, с сокращениями – в стандарте D = 4...500, m = 0,5...10)

D, мм	m, мм	z						
1	2	3	4	5	6	7	8	9
17	0,8	20	1,25	12	-	-	-	-
20	0,8	23	1,25	14	-	-	-	-
25	0,8	30	1,25	18	-	-	-	-
30	0,8	36	1,25	22	-	-	-	-
35	-	-	1,25	26	2	16	-	-
40	-	-	1,25	30	2	18	-	-
45	-	-	1,25	34	2	21	-	-
50	-	-	1,25	38	2	24	-	-
55	-	-	-	-	2	26	3	17

Продолжение табл. П3.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
60	-	-	-	-	2	28	3	18
65	-	-	-	-	2	31	3	20
70	-	-	-	-	2	34	3	22
75	-	-	-	-	2	36	3	24
80	-	-	-	-	2	38	3	25

D – наружный диаметр; m – модуль соединения; z – число зубьев.

Пример условного обозначения: 50x2x9H/9g ГОСТ 6033-80 (соединение D = 50 мм и m = 2 мм с центрированием по боковым сторонам с посадкой 9H/9g).

П4. Параметры механических передач

Таблица П4.1

Рекомендуемые кинематические и силовые возможности передач

Передачи	Передач-ное отноше-ние	КПД	Предельная передаваемая мощность, кВт
1	2	3	4
Зубчатые:			
цилиндрические	2,5...6,3	0,96...0,98	не ограничена
конические	1...5	0,95...0,97	4000
планетарные простые	3...9	0,95...0,97	5000
планетарные с двухступенчатым сателлитом	7...16	0,94...0,96	5000
волновые	80...315	0,7...0,9	150
Червячные при числе заходов червяка:			
$z_1 = 1$	30...80	0,8...0,9	
$z_1 = 2$	14...30	0,75...0,85	60
$z_1 = 4$	8...14	0,8...0,9	
Цепные	15...4	0,92...0,95	120
Ременные (трением)	2...5	0,94...0,96	50
Зубчато-ременные	2...6	0,96...0,98	400
Фрикционные			

Продолжение табл. П4.1

1	2	3	4
вариаторы	До 3	0,9...0,95	10
Муфта соединительная		0,98	
Подшипники качения (одна опора)		0,99	

Таблица П4.2

Разбивка общего передаточного числа двухступенчатого редуктора

Схема редуктора	Передач-ное число		Схема редуктора	Передач-ное число	
	u_3	u_4		u_5	u_7
				$2\sqrt{u_{ред}}$	$u_{ред}/u_5$
	$u_{ред}/u_7$	$0,88\sqrt{u_{ред}}$		$u_{ред}/u_7$	$1,1\sqrt{u_{ред}}$
	$u_{ред}/u_7$	$0,95\sqrt{u_{ред}}$	Планетарные двухступенчатые редукторы:		
			$u_{ред} \leq 25$	4	$u_{ред}/4$
			$u_{ред}$ свыше 25 до 63	$u_{ред}/6,3$	6,3
			$u_{ред}$ свыше 63	10	$0,1 u_{ред}$

Примечание. Номинальные передаточные числа зубчатых редукторов табл. П5.3.

П5. Нормализованные параметры зубчатых и червячных передач

Значения модулей эвольвентных цилиндрических и конических зубчатых колес с прямыми зубьями регламентированы ГОСТ 9563-60. Стандарт устанавливает в пределах от 0,05 до 100 мм: для цилиндрических колес – значения нормальных модулей; для конических – значения внешних окружных модулей.

Таблица П5.1

Модули зубчатых колес, мм

1-й ряд	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3,0	4,0	5,0
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,775	3,5	4,5	5,5
1-й ряд	6,0	8,0	10	12	16	20	25	32
2-й ряд	7,0	9,0	11	14	18	22	28	36

Таблица П5.2

Межосевые расстояния (внешние делительные диаметры) при крупносерийном производстве редукторов (из ГОСТ 2185-66 – стандартом регламентированы значения до 2500 мм)

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
2-й ряд	45	56	71	90	112	140	180	225	280	355	450

Стандартные значения коэффициентов ширины венца ψ_{ba} : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Таблица П5.3

Номинальные передаточные числа зубчатых редукторов (допускаемое отклонение $\pm 4\%$)

1-й ряд	1,0	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4,0
2-й ряд	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5
1-й ряд	5,0	6,3	8	10	12,5	16	20
2-й ряд	5,6	7,1	9	11,2	14	18	22,4

Наиболее используемые модули m и коэффициенты диаметра червяка q (по ГОСТ 2144-93* и ГОСТ 19036-94)

$m = 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5$ мм

$q = 8; 10^{1)}; 12,5^{2)}; 16; 20$

1) за исключением $m = 2$ мм; 2) за исключением $m = 2,5$ мм.

Таблица П5.4

Межосевое расстояние для стандартной червячной пары (ГОСТ 2144-93)

1-й ряд	40	50	63	80	100	125
2-й ряд	45	56	71	90	112	140
1-й ряд	160	200	250	315	400	
2-й ряд	180	224	280	355	450	500

Ширину венца червячного колеса b_2 рекомендуется принимать:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 \leq 3; b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4;$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_2 + 2m \text{ при } z_1 = 1; d_{aM2} \leq d_2 + 1,5m \text{ при } z_1 = 2;$$

$$d_{aM2} \leq d_2 + m \text{ при } z_1 = 4$$

Длина нарезной части червяка при коэффициенте смещения $x = 0$

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m \text{ при } z_1 \leq 3;$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m \text{ при } z_1 = 4$$

Таблица П5.5

Номинальные передаточные числа червячных передач ($u = 90$ и 100 применять не рекомендуется)

1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28
1-й ряд	31,5	40	50	63	80	100
2-й ряд	35,5	45	56	71	90	

Примечание: в табл. П5.1...П5.5 1-й ряд следует предпочитать 2-му

Пб. Приводные ремни и шкивы

Пб.1. Плоские ремни

Таблица Пб.1

Параметры ремней

Наименование параметра	Резинотканевые БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2 по ГОСТ 23831-79 в ред. 1990г	Прорезиненные кордшнуровые по ГОСТ 1284.2-89	Синтетические ОСТ 17-969
Ширина, b (толщина, δ) ремня, мм	конечной длины	бесконечной длины	
	20...112 (z = 3; δ ₁ = 3,6; δ ₂ = 3,0)	35...63 (δ = 2,2; 2,5; 2,8; 3,1; 3,5; 4,0)	10; 15; 20; 25; 30; 40; 50 (δ = 0,3; 0,4; 0,5)
	20...250 (z = 4; δ ₁ = 4,8; δ ₂ = 4,0)	71...180 (δ = 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0)	60; 80; 100 (δ = 0,5; 0,6; 0,7)
	20...250 (z = 5; δ ₁ = 6,0; δ ₂ = 5,0)		
	80...250 (z = 6; δ ₁ = 7,2; δ ₂ = 6,0)		
Рекомендуемые значения: V _{max} , м/с D/δ	30 40	≤ 40 > 70	100 100...150
Передаваемые нагрузки	любые	малые, средние	малые
Номинальная длина L, мм		500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 и до 4500	50; 260; 280; 300; 20; 340; 350; 380; 400; 420 и до 335

δ₁ – толщина ремня с резиновыми прослойками; δ₂ – толщина ремня без прослоек; z – число прокладок.

Примечания: 1. Стандартные значения b (мм) резинотканевых ремней: 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280...до 1200.

2. Стандартные значения b (мм) кордшнуровых ремней: 35, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 125, 140, 160, 170, 180.

Пб.2. Клиновые и поликлиновые ремни

Таблица Пб.2

Основные размеры ремней и передаваемые ими моменты

Обозначение сечения	Вращающий момент T ₁ , Н·м	d ₁ , мм не менее	Размеры ремня, мм				Масса* 1 м длины, кг
			W(t)	h	L _{min}	L _{max}	
Нормального сечения, ГОСТ 1284.1-89							
Z	< 30	63	10	6	400	2500	0,06
A	15...60	90	13	8	560	4000	0,10
B	45...150	125	17	10,5	800	6300	0,18
C	120...600	200	22	14	1800	10600	0,30
D	420...2400	315	32	20	3150	15000	0,62
E	16...6000	500	38	25	4500	18000	0,92
EO	> 6000	800	50	30	6300	18000	1,50
Узкие, РТМ 51-15-15-70							
SPZ	< 150	63	10	8	630	3550	0,07
SPA	90...400	90	13	10	800	4500	0,12
SPB	300...2000	140	17	13	1250	8000	0,20
SPC	> 2000	224	22	18	2000	8000	0,37
Поликлиновые, РТМ 38-40528-74							
K (z = 2...36)	< 40	40	2,4	4,0	400	2000	0,09
L (z = 4...20)	18...400	80	4,8	9,5	1250	4000	0,45
M (z = 4...20)	> 130	180	9,5	16,7	2000	4000	1,60

d₁ – диаметр ведущего шкива; W(t) – ширина большего основания трапеции в сечении клинового ремня (шаг ребер поликлинового ремня); h – высота сечения ремня (ребер); z – число ребер; L_{min} и L_{max} – соответственно наименьший и наибольший предел длины ремня.

* Для поликлиновых ремней с 10-ю ребрами.

Примечания: 1. Стандартный ряд длин ремня на уровне нейтральной линии: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2500, 2800, 3150, 4000, 5000, 5600 и т.д. до 18000.

2. Для вновь проектируемых передач ремни сечения EO не применять.

3. Пример условного обозначения:

Ремень А-1120 Ш ГОСТ 1284.1-89 (ремень сечения А с L_p = 1120 мм с кордшнуром).

Таблица Пб.3

Мощность, передаваемая одним ремнем при $i = 1$, $\alpha = 180^\circ$,
эталонной длине L_p и спокойной работе

Сечение и L_p , мм	d_1 , мм	Мощность P_0 , кВт при скорости ремня v , м/с				Сечение и L_p , мм	d_1 , мм	Мощность P_0 , кВт при скорости ремня v , м/с			
		3	5	10	15			3	5	10	15
		1	2	3	4			5	6	1	2
Z 1320	63	0,31	0,49	0,82	1,03	SPA 2500	90	-	1,56	2,57	3,58
	80	0,40	0,62	1,07	1,41		100	-	1,89	3,15	4,30
	100	0,46	0,70	1,24	1,67		112	-	2,17	3,72	4,70
	≥ 112	0,48	0,78	1,32	1,80		125	-	2,41	4,23	5,10
A 1700	90	0,56	0,84	1,39	1,75	SPB 3550	140	-	2,95	5,00	7,05
	112	0,70	1,05	1,82	2,39		160	-	3,45	5,98	7,54
	125	0,74	1,15	2,00	2,66		180	-	3,802	6,70	8,65
	160	0,85	1,32	2,35	3,20		200	-	4,12	7,30	9,60
B 2240	125	0,92	1,39	2,26	2,80	K 710	40	-	1,40	2,40	3,20
	140	1,07	1,61	2,70	3,45		63	-	1,90	3,40	4,60
	180	1,30	2,01	3,51	4,66		80	-	2,05	3,70	5,20
	200	1,40	2,15	3,79	5,08		100	-	2,20	4,00	5,60
	224	1,47	2,26	4,05	5,45		125	-	2,30	4,20	6,00
	≥ 280	1,57	2,50	4,50	6,15		160	-	2,40	4,40	6,20
C 3750	200	1,85	2,77	4,59	5,80	Л 1600	80	-	3,90	6,40	7,90
	224	2,08	3,15	5,35	6,95		112	-	5,50	9,60	12,7
	250	2,28	3,48	6,02	7,94		140	-	6,30	11,0	15,0
	315	2,63	4,07	7,19	9,71		160	-	6,70	12,0	16,2
	355	2,76	4,32	7,70	10,5		180	-	7,00	12,6	17,0
	≥ 450	3,00	4,70	8,50	11,7		224	-	7,50	13,5	18,6
SPZ 1600	63	-	0,95	1,50	1,68	M 2240	180	-	14,5	24,0	30,2
	71	-	1,18	1,95	2,34		200	-	16,3	27,7	35,8
	80	-	1,38	2,34	2,92		224	-	18,0	31,3	41,2
	90	-	1,58	2,65	3,42		250	-	19,7	34,4	45,0
							280	-	21,0	37,4	50,3
					315	-	22,5	40,0	54,3		

Примечание. Для сечений К, Л, М приведена мощность, передаваемая поликлиновым ремнем с десятью ребрами.

Пб.3. Зубчатые ремни

Таблица Пб.4

Параметры ремня из ОСТ 38-05114-76

Параметры	Модуль ремня $m = p/\pi$, мм					
	2	3	4	5	7	10
Передаваемая мощность, кВт	0,05...0,18		2,2...5,5		17...30	
	0,27...1,5		7,0...17			
Рекомендуемое число зубьев меньшего шкива z_1 при n_1 , мин ⁻¹						
500	10	12	14	16	20	20
1000	10	12	16	18	22	22
2000	12	14	18	20	24	24
3000	12	16	20	22	26	26-28
Ширина ремня, мм	8; 10;	12,5;	20; 25;	25; 32;	40; 50;	50; 63;
	12,5;	16; 20;	32; 40	40; 50	63; 80	80;
	16	25				100
Масса 1 м ремня шириной 1 мм, кг/(м·мм)	0,003	0,004	0,006	0,007	0,009	0,011
Допускаемая удельная сила $\sigma_{0,доп}$, Н/мм	5	10	25	35	42	60

Примечания: 1. Ряд чисел зубьев ремня: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 225, 250.

2. Длину ремня выбирают из ряда размеров (см. примечание к табл. Пб.2).

Пб.5. Шкивы для плоских приводных ремней (по ГОСТ 17381-84)

Установлено три типа шкивов:

тип I – выпуклый (внешняя поверхность обода сферическая);

тип II – цилиндрический (внешняя поверхность – круглый цилиндр);

тип III – с коническими краями рабочей поверхности.

Величина выпуклости h при диаметре D :

D	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355
h	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Ширина шкива $B \approx (1,1...1,15)b$ и соответствует стандартному ряду ширины ремня b :

B	40	50	63	71	80	90	100	112	125
b	32	40	50	63	71	80	90	100	112

Пб.5. Шкивы клиноременных и поликлиноременных передач

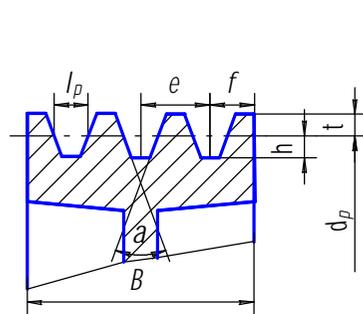


Рис. Пб.1. Шкив клинового ремня

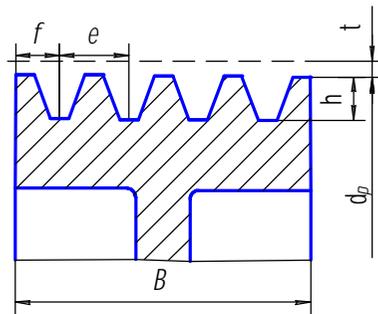


Рис. Пб.2. Шкив поликлинового ремня

Таблица Пб.5

Размеры профиля канавок шкивов

Сечение ремня	l_p	t	h	e	f	Расчетные диаметры d_p , мм			
						$\alpha=(34\pm 1)^\circ$	$\alpha=(36\pm 1)^\circ$	$\alpha=(38\pm 1)^\circ$	$\alpha=(40\pm 0,5)^\circ$
Z	8,5	2,5	7,0	12,0	8	50...71	80...100	112...160	≥ 180
A	11	3,3	8,7	15,0	10	75...112	125...160	180...400	≥ 450
B	14	4,2	10,8	19,0	12,5	125...160	180...224	250...500	≥ 560
C	19	5,7	14,3	25,5	17,0	-	200...315	355...630	≥ 710
SPZ	8,5	2,5	10	12	8	-	> 80	-	-
SPA	11	3,3	13	15	10	-	> 112	-	-
SPB	14	4,2	17	19	12,5	-	> 180	-	-
K	-	0,95	2,15	2,4	3,5	-	-	-	40...500
L	-	2,4	4,68	4,8	5,5	-	-	-	80...800
M	-	3,55	9,6	9,5	10,0	-	-	-	180...1000

Примечание. Значения расчетного диаметра d_p принимают из ряда: 50, 63, 71, 80, 90, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500.

Ширина шкива $B = (z - 1)e + 2f$, где z – число канавок на шкиве.

Пб.6. Шкивы зубчато-ременных передач

Таблица Пб.6

Некоторые размеры шкивов

Параметры	Модуль m , мм					
	2	3	4	5	7	10
Глубина впадины шкива	$2,1\pm 0,2$	$3,0\pm 0,2$	$4,0\pm 0,2$	$5,0\pm 0,2$	$8,5\pm 0,3$	$12,5\pm 0,3$
Ширина впадины шкива	$1,8\pm 0,2$	$3,2\pm 0,2$	$4,0\pm 0,2$	$4,8\pm 0,2$	$7,5\pm 0,3$	$11,5\pm 0,3$

Наружный диаметр шкива $d_a = mz + 2\Delta$, где z – число зубьев шкива; $\Delta = 0,6$ мм при диаметре троса 0,36 мм и 1,3 мм при диаметре троса 0,65.

Диаметр окружностей впадин: $d_f = d_a - 1,8m$.

Ширина шкива $B = b + m$, где b – ширина ремня.

П7. Приводные цепи

Таблица П7.1
Допускаемые давления в шарнирах цепей $[p_0]$, МПа

Шаг цепи t, мм	Частота вращения вала звездочки n_1 , мин ⁻¹								
	< 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2800
Роликовые цепи (при $z_1 = 15...30$)									
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	14
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	-
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-	-
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-	-
Зубчатые цепи при ширине цепи 10 мм									
12,7...15,875	20	18	16,5	15	14	13	12	10,05	8
19,05...25,4	20	17	15	13	12	11	10	8,5	-
31,75	20	16,5	14	12	10,5	9,5	7	-	-

Таблица П7.2
Наибольшие значения частоты вращения малой звездочки, мин⁻¹

Тип цепи	Шаг цепи t, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8
Роликовая	1250	1000	900	800	630	500	400	300
Зубчатая	3300	2650	2200	1650	1300	-	-	-

П7.1. Роликовые и втулочные цепи

Таблица П7.3
Основные характеристики однорядных цепей (из ГОСТ 13568-97)

Обозначение цепи	Диаметр валика, мм	Диаметр ролика, мм	Ширина внутр. звена, мм	Масса 1 м цепи, кг
1	2	3	4	5
ПР-12,7-9,0	3,66	7,75	3,30	0,35

Продолжение табл. П7.3

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

ПР-12,7-18,2*	4,55	8,51	7,75	0,75
ПР-15,875-22,7*	5,08	10,16	9,65	1,00
ПР-19,05-31,8*	5,96	11,91	12,7	1,9
ПР-25,4-56,7*	7,95	15,88	15,88	2,6
ПР-31,75-88,5*	9,55	19,05	19,05	3,8
ПР-38,1-127*	11,1	22,23	25,4	5,5
ПР-44,5-172,4*	12,7	25,70	25,4	7,5

Примечания: 1. В условном обозначении, например ПР-19,05-31,8, указаны шаг ($t = 19,05$ мм) и разрушающая нагрузка ($P_p = 31,8$ кН).

2. Цепи, отмеченные звездочкой, изготавливают также двухрядными и трехрядными, у которых разрушающая нагрузка пропорциональна числу рядов.

П7.2. Зубчатые цепи

Таблица П7.4
Параметры зубчатых цепей с односторонним зацеплением (по ГОСТ 13552-81)

Шаг цепи t, мм	Ширина цепи b, мм	$[p_{10}]$, кВт, при v, м/с					$\sim P_p/b$, кН/мм	$\sim q \cdot 10/b$, кг/(м·мм)
		1	2	3	4	6		
12,7	22,5...52,5 (через 6 мм)	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	1,07	0,574
15,875	30...70 (через 8 мм)	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	1,30	0,718
19,05*	45...93 (через 12 мм)	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	1,55	0,861
25,4*	57...111 (через 18 мм)	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	1,76	1,42
31,75*	75...129 (через 18 мм)	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	2,22	1,73

$[p_{10}]$ – мощность, допускаемая для передачи цепью шириной 10 мм; v – скорость цепи; P_p – разрушающая нагрузка; q – масса 1 м цепи.

Примечания: 1. Цепи, отмеченные звездочкой, изготавливаются также с двухсторонним зацеплением.

2. Условное обозначение:

Цепь ПЗ-1-12,7-26-22,5 ГОСТ 13552-81 (типа 1 – с односторонним зацеплением; с шагом $t = 12,7$ мм; с разрушающей нагрузкой $P_p = 26$ кН и рабочей шириной 22,5 мм.

П8. Валы

Таблица П8.1

Механические характеристики основных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ не менее	Значения, МПа					Коэффициент Ψ_T
			σ_b	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст. 5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,06
45	Любой ≤ 120 ≤ 80	200	560	280	210	250	150	0,06
		240	780	540	290	350	210	0,09
		270	900	650	390	410	230	0,10
40X	Любой ≤ 200 ≤ 120	200	730	500	280	320	200	0,09
		240	790	640	380	370	210	0,09
		270	900	750	450	410	240	0,10
40XH	≤ 200	270	920	750	450	420	230	0,10
20X	≤ 120	197	650	400	240	310	170	0,07
12XH3A	≤ 120	260	950	700	490	430	240	0,10
18XГТ	≤ 60	330	1150	950	660	500	280	0,12

Таблица П8.2

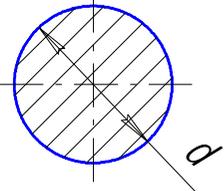
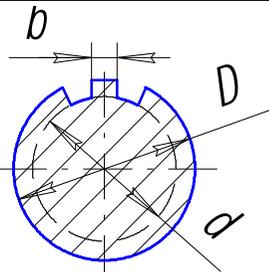
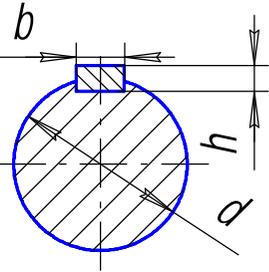
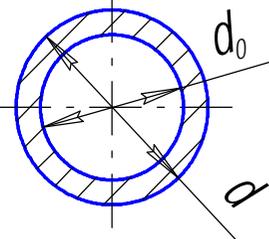
Концы валов (цилиндрические по ГОСТ 12080-66, конические по ГОСТ 12081-72)

d	l_1	l_2	d_1	d_2	d	l_1	l_2	d_1	d_2
20,22	50	36	M12×1,25	M6	50, 55	110	82	M36×3	M16,
25, 28	60	42	M16×1,5	M8	63, 71	140	105	M42×3	M20
32, 36	80	58	M20×1,5	M10, M12				M48×3	M20
40, 45	110	82	M24×2	M12	80,90	170	130	M56×4	M24
			M30×2	M16			M64×4	M30	

d – номинальный диаметр вала (большой диаметр конической части); l_1 – длина конца вала 1-го исполнения – длинного (для конического – длина с резьбовым концом); l_2 – длина конца вала 2-го исполнения – короткого (для конического – длина без резьбового конца); d_1 – диаметр наружной резьбы; d_2 – диаметр внутренней резьбы.

Таблица П8.3

Моменты сопротивлений $W_{и}$, $W_{к}$ и площадь A сечений вала

Форма сечения	Эскиз	Формула
Круглое		$W_{и} = \pi d^3/32;$ $W_{к} = 2W_{и};$ $A = \pi d^2/4$
Со шлицами числом z		$W_{и} = [\pi d^4 + bz(D-d) \times (Dd+d^2)]/(32D);$ $W_{к} = 2W_{и};$ $A = \pi d^2/4 + bz(D-d)/2$
Со шпоночным пазом		$W_{и} = \pi d^3/32 - bh(2d-h)^2/(16d);$ $W_{к} = \pi d^3/16 - bh(2d-h)^2/(16d);$ $A = \pi d^2/4 - bh/2$
Кольцевое		$W_{и} = \pi d^3(1 - \xi^4)/32,$ $\xi = d_0/d;$ $W_{к} = 2W_{и};$ $A = \pi(d^2 - d_0^2)/4$

П9. Подшипники качения

Ниже приведены основные данные по шариковым радиальным, радиально-упорным и роликовым коническим подшипникам.

Условные обозначения: d – внутренний диаметр; D – наружный диаметр; B – ширина (для радиально-упорных подшипников B – ширина внутренней обоймы, T – ширина подшипника); α – угол контакта, равный углу между линией действия результирующей нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника (для конических подшипников – угол наклона образующей наружной обоймы к оси подшипника); C_0 – статическая грузоподъемность; C – динамическая грузоподъемность; F_r – радиальная реакция опоры; F_a – внешняя осевая сила, действующая на вал; X , Y , e – коэффициенты соответственно радиальной, осевой нагрузок, осевого нагружения; V – коэффициент вращения кольца: $V = 1$ при вращении внутреннего кольца; $V = 1,2$ при вращении наружного кольца.

Таблица П9.1
Подшипники шариковые радиальные однорядные
(из ГОСТ 8338-75)

Обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	C , кН	C_0 , кН
1	2	3	4	5	6
Особо легкая серия					
104	20	28	12	9,36	4,5
105	25	47	12	11,2	5,6
106	30	55	13	13,3	6,8
107	35	62	14	15,9	8,5
108	40	68	15	16,8	9,3
109	45	75	16	21,2	12,2
110	50	80	16	21,6	13,2
111	55	90	18	28,1	17,0
112	60	95	18	29,6	18,3
113	65	100	18	30,7	19,6
114	70	110	20	37,7	24,5
115	75	115	20	39,7	26,0
116	80	125	22	47,7	31,5

Продолжение табл. П9.1

1	2	3	4	5	6
Легкая серия					
202	15	35	11	7,80	3,55
203	17	40	12	9,56	4,50
204	20	47	14	12,7	6,20
205	25	52	15	14,0	6,95
206	30	62	16	19,5	10,0
207	35	72	17	25,5	13,7
208	40	80	18	32,0	17,8
209	45	85	19	33,2	18,6
210	50	90	20	35,1	19,8
211	55	100	21	43,6	25,0
212	60	110	22	52,0	31,0
213	65	120	23	56,0	34,0
214	70	125	24	61,8	37,5
215	75	130	25	66,3	41,0
216	80	140	26	70,2	45,0
Средняя серия					
302	15	42	13	11,4	5,40
303	17	47	14	13,5	6,65
304	20	52	15	15,9	7,80
305	25	62	17	22,5	11,4
306	30	72	19	29,1	14,6
307	35	80	21	33,2	18,0
308	40	90	23	41,0	22,4
309	45	100	25	52,7	30,0
310	50	110	27	61,8	36,0
311	55	120	29	71,5	41,5
312	60	130	31	81,9	48,0
313	65	140	33	92,3	56,0
314	70	150	35	104,0	63,0
315	75	160	37	112,0	72,5
316	80	170	39	124,0	80,0

Эквивалентная нагрузка:

динамическая $P = VF_r$ при $F_a/(VF_r) \leq e$ и

$P = 0,56VF_r + YF_a$ при $F_a/(VF_r) > e$, где

F_a/C_0	0,014	0,028	0,056	0,084	0,11	0,17	0,28	0,42	0,56
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

Таблица П9.2

Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные
(из ГОСТ 28428-90)

Обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C ₀ , кН	e	Y при		Y ₀
							F _a /F _r < e	F _a /F _r > e	
Легкая серия									
1202	15	35	11	7,41	2,04	0,33	1,90	2,94	1,99
1203	17	40	12	7,93	2,42	0,31	2,05	3,18	2,15
1204	20	47	14	9,95	3,18	0,27	2,31	3,57	2,42
1205	25	52	15	12,2	4,40	0,27	2,32	3,60	2,44
1206	30	62	16	15,6	6,20	0,24	2,58	3,99	2,70
1207	35	72	17	16,0	6,95	0,23	2,74	4,24	2,87
1208	40	80	18	19,3	8,80	0,22	2,87	4,44	3,01
1209	45	85	19	22,0	10,0	0,21	2,97	4,60	3,11
1210	50	90	20	22,9	11,0	0,21	3,13	4,85	3,28
1211	55	100	21	27,0	13,7	0,20	3,20	5,00	3,39
1212	60	110	22	30,0	16,0	0,19	3,40	5,27	3,57
1213	65	120	23	31,0	17,3	0,17	3,70	5,73	3,88
1214	70	125	24	34,5	19,0	0,18	3,50	5,43	3,68
1215	75	130	25	39,0	21,6	0,18	3,60	5,57	3,77
1216	80	140	26	40,0	23,6	0,16	3,90	6,10	4,13
Средняя серия									
1302	15	42	13	9,36	2,60	0,35	1,81	2,80	1,90
1303	17	47	14	9,56	2,80	0,33	1,88	2,92	1,97
1304	20	52	15	12,5	4,40	0,29	2,17	3,35	2,27
1305	25	62	17	18,0	6,70	0,28	2,26	3,49	2,36
1306	30	72	19	21,2	8,50	0,26	2,46	3,80	2,58
1307	35	80	21	25,0	10,6	0,25	2,57	3,98	2,69
1308	40	90	23	29,0	12,9	0,23	2,61	4,05	2,74
1309	45	100	25	38,0	17,0	0,25	2,54	3,93	2,66
1310	50	110	27	41,5	19,5	0,24	2,68	4,14	2,80
1311	55	120	29	51,0	24,0	0,23	2,70	4,17	2,82
1312	60	130	31	57,2	28,0	0,23	2,80	4,33	2,93
1313	65	140	33	62,0	31,0	0,23	2,79	4,31	2,92
1314	70	150	35	75,0	37,5	0,22	2,81	4,35	2,95
1315	75	160	37	80,0	40,5	0,22	2,84	4,39	2,97
1316	80	170	39	88,0	45,0	0,22	2,92	4,52	3,06

Примечание. При F_a/F_r < e X = 1; при F_a/F_r > e X = 0,65.

Таблица П9.3

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные
(из ГОСТ 831-75)

Обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН		C ₀ , кН		
				α = 12°	α = 26°	α = 12°	α = 26°	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Легкая серия								
36202	46202	15	35	11	8,15	8,25	3,83	3,65
36203	-	17	40	12	12,0	-	6,12	-
36204	46204	20	47	14	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	16,7	15,7	9,10	8,34
36206	46206	30	62	16	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	41,2	38,7	25,1	23,1
32210	46210	50	90	20	43,2	40,6	27,0	24,9
36211	46211	55	100	21	58,4	50,3	34,2	31,5
36212	46212	60	110	22	61,5	60,8	39,3	38,8
-	46213	65	1120	23	-	69,4	-	45,9
36214	-	70	125	24	80,2	-	54,8	-
-	46215	75	130	25	-	78,4	-	53,8
36216	46216	80	140	26	93,6	87,9	65,0	60,0
36217	46217	85	150	28	101	94,4	70,8	65,1
36218	46218	90	160	30	118	111	83,0	76,2
Обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C ₀ , кН			
1	2	3	4	5	6			
Средняя серия								
46303	17	47	14	12,6	8,20			
46304	20	52	15	17,8	9,00			
46305	25	62	19	26,9	14,6			
46306	30	72	19	32,6	18,3			
46307	35	80	21	42,6	24,7			
46308	40	90	23	50,8	30,1			
46309	45	100	25	61,4	37,0			
46310	50	110	27	71,8	44,0			
46311	55	120	29	82,8	51,6			
46312	60	130	31	100	65,3			
46313	65	140	33	113	75,0			
46314	70	150	35	127	85,3			
46318	90	190	43	136	99,0			

Продолжение табл. П.9.3

1	2	3	4	5	6
Тяжелая серия					
66406	30	90	23	38,4	28,1
66407	35	100	25	45,4	33,7
66408	40	110	27	52,7	38,8
66409	45	120	29	64,0	48,2
66410	50	130	31	77,6	61,2
66412	60	150	35	98,0	81,0
66414	70	180	42	119,0	111
66418	90	225	54	163,0	172

Эквивалентная нагрузка:

динамическая $P = VF_r$ при $F_a/(VF_r) \leq e$ и

$P = 0,45VF_r + YF_a$ при $F_a/(VF_r) > e$, где

F_a/C_0	0,014	0,029	0,057	0,086	0,11	0,17	0,29	0,43	0,57
e	0,30	0,34	0,37	0,41	0,45	0,48	0,52	0,54	0,54
Y	1,81	1,62	1,46	1,34	1,22	1,13	1,04	1,01	1,00

статическая при $P_0 = F_r$ $P = 0,5F_r + Y_0F_a$, где $Y_0 = 0,47$

при $\alpha = 12^\circ$ и $Y_0 = 0,37$ при $\alpha = 26^\circ$;

при $P_0 < F_r$ принимают $P_0 = F_r$

Таблица П9.4

Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности $\alpha = 12 - 26^\circ$ (из ГОСТ 27365-87)

Обозначение подшипника	d, мм	D, мм	$T_{\text{наиб}}$, мм	B, мм	C, кН	C_0 , кН	e	Y	Y_0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Легкая серия									
7204A	20	47	15,5	14	26,0	16,6	0,35	1,7	0,9
7205A	25	52	16,5	15	29,2	21,0	0,37	1,6	0,9
7206A	30	62	17,5	16	38,0	25,5	0,37	1,6	0,9
7207A	35	72	18,5	17	48,4	32,5	0,37	1,6	0,9
7208A	40	80	20,0	18	58,3	40,0	0,37	1,6	0,9
7209A	45	85	21,0	19	62,7	50,0	0,40	1,5	0,8
7210A	50	90	22,0	20	70,4	55,0	0,43	1,4	0,8
7211A	55	100	23,0	21	84,2	61,0	0,40	1,5	0,8
7212A	60	110	24,0	22	91,3	70,0	0,40	1,5	0,8
7213A	65	120	25,0	23	108	78,0	0,40	1,5	0,8

Продолжение табл. П9.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
7214A	70	125	26,5	24	119	89,0	0,43	1,4	0,8
7215A	75	130	27,5	25	130	100	0,43	1,4	0,8
7216A	80	140	28,5	26	140	14	0,43	1,4	0,8

Средняя серия

7304A	20	52	16,5	15	31,9	20,0	0,30	2,0	1,1
7305A	25	62	18,5	17	41,8	28,0	0,30	2,0	1,1
7306A	30	72	21,0	19	52,8	39,0	0,31	1,9	1,1
7307A	35	80	23,0	21	68,2	50,0	0,31	1,9	1,1
7308A	40	90	25,5	23	80,9	56,0	0,35	1,7	0,9
7309A	45	100	27,5	25	101	72,0	0,35	1,7	0,9
7310A	50	110	29,5	27	117	90,0	0,35	1,7	0,9
7311A	55	120	32,0	29	134	110	0,35	1,7	0,9
7312A	60	130	34,0	31	161	120	0,35	1,7	0,9
7313A	65	140	36,5	33	183	150	0,35	1,7	0,9
7314A	70	150	38,5	35	209	170	0,35	1,7	0,9
7315A	75	160	40,5	37	229	185	0,35	1,7	0,9
7316A	80	170	42,5	39	255	190	0,35	1,7	0,9

Таблица П9.5

Подшипники роликовые конические однорядные с большим углом конусности, $\alpha = 29^\circ$ (из ГОСТ 27365-87)

Обозначение подшипника	d, мм	D, мм	$T_{\text{наиб}}$, мм	B, мм	C, кН	C_0 , кН
1027305A	25	62	17,0	17	35,8	23,2
1027306A	30	72	21,0	19	44,6	29,0
1027307A	35	80	23,0	21	57,2	39,0
1027308A	40	90	25,5	23	69,3	54,0
1027309A	45	100	27,5	25	85,8	60,0
1027310A	50	110	29,5	27	99,0	72,5
1027311A	55	120	32,0	29	114	80,0
1027312A	60	130	34,0	31	134	96,5
1027313A	65	140	36,5	33	154	112
1027314A	70	150	38,5	35	176	127
1027315A	75	160	40,5	37	194	143

Примечание: $e = 0,83$; $Y = 0,72$; $Y_0 = 0,4$.

П10. Муфты

П10.1. Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21424-93)

Таблица П10.1

Основные размеры

Т, Н·м	d, мм	D, мм	L, мм				l, мм			
			тип							
	1-й ряд		I	II	I	II	I	II	I	II
			исполнение							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
6,3	9	71	43	-	43	-	20	-	13	-
	10 11		49	43	49	-	23	20	26	-
16	12 14	75	63	53	63	-	30	25	20	-
	16		83	59	83	59	40	28	30	18
31,5	16 18	90	84	60	84	60	40	28	30	18
63	20 22	100	104	76	104	46	50	36	38	24
125	25 28	120	125	89	125	89	60	42	44	26
	30		165	121	165	121	80	58	60	38
250	32; 35; 36; 38 40; 42; 45	140	165	121	165	121	80	58	60	38
	225		169	225	169	110	82	85	56	
500	40; 42; 45	170	225	169	225	169	110	82	85	56
710	45; 48; 50; 55; 56	190	226	170	226	170	110	82	85	56
1000	50; 55; 56 63; 65; 70	220	226	170	226	170	110	82	85	56
	286		216	286	216	140	105	107	72	
2000	63; 65; 70; 71; 75	250	288	218	288	218	140	105	107	72
	348		268	348	268	170	130	135	95	
4000	80; 85; 90; 95	320	350	270	350	270	170	130	135	95
8000	100; 110; 120; 125	400	432	342	432	342	210	165	170	125
	515		415	515	415	250	200	205	155	
16000	130; 140; 150 160	500	615	495	615	495	300	240	245	185

T – крутящий момент; d – диаметр посадочного отверстия; D – наружный диаметр; L – длина муфты; l – длина полумуфты (длина конической части полумуфты); n – частота вращения.

Примечания: 1. Диаметры d, равные 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160 мм, являются предпочтительными.

2. Тип I – с цилиндрическим отверстием на концы валов; тип II – с коническим отверстием на концы валов (конусность 1:10).

3. Полумуфты каждого типа изготавливают двух исполнений: 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие концы валов.

П10.2. Муфты упругие со звездочкой (по ГОСТ 14084-93)

Таблица П10.2

Основные размеры

Т, Н·м	d, мм	D, мм	L, мм		l, мм	
			исполнение			
			1	2	1	2
2,5	6; 7	32	45,5	-	16	-
6,3	10; 11	45	59,5	53,5	23	20
	12; 14		73,5	63,5	30	25
16	16; 18	53	81	71		
			101	77	40	28
31,5	20; 22	71	121	93	50	36
			128	100		
63	25; 28	85	148	112	60	42
			188	144	80	58
125	32; 36	105	191	147		
			251	195	110	82
250	40; 45	135	196	152	80	58
			256	200	110	82

T – крутящий момент; d – диаметр посадочного отверстия; D – наружный диаметр; L – длина муфты; l – длина полумуфты.

Примечание. Исполнение муфт: 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие концы валов.

П10.3. Муфты упругие с торообразной оболочкой (по ГОСТ 20884-93)

Таблица П10.3

Основные размеры

Т, Н·м	d, мм	D, мм, не более	L, мм		l, мм	
			исполнение			
			1	2	1	2
1	2	3	4	5	6	7
20	14; 16; 18; 19	100	125	125	32	28
			150	130	42	30
40	18; 19; 20; 22; 24; 25	125	160	140	42	30
			180	150	52	38
			200	160	63	44
80	22; 24; 25; 28; 30	160	200	160	52	38
			220	180	63	44
			260	220	82	60
125	25; 28; 30; 32; 35; 36	180	220	180	63	44
			270	220	82	60
200	30; 32; 35; 36; 38; 40	200	270	220	82	60
			340	280	112	84
250	32; 35; 36; 38; 40; 42; 45	220	280	230	82	60
			340	290	112	84
315	35; 36; 38; 40; 42; 45; 48	250	280	240	82	60
			350	300	112	84
500	42; 45; 48; 50; 55; 56	280	360	300	112	84
800	48; 50; 55; 56; 60; 63	320	370	310	112	84
			440	370	143	108
1250	55; 56; 60; 63; 65; 70; 71; 75	360	380	320	112	84
			460	390	143	108
2000	63; 65; 70; 71; 75; 80; 85; 90	400	460	390	143	108
			530	450	172	132
3150	75; 80; 85; 90; 95; 100	450	480	410	143	108
			550	470	172	132
			630	545	214	168
5000	90; 95; 100; 110; 120; 125	500	560	480	172	132
			650	560	214	168
			650	560	214	204
8000	100; 110; 120; 125; 130; 140	560	650	560	214	168
			650	560	214	168
			750	630	254	204

Продолжение табл. П10.3

1	2	3	4	5	6	7
12500	110; 120; 125; 130; 140; 150	630	690	600	214	168
			690	600	214	168
			775	670	254	204
16000	120; 125; 130; 140; 150	710	710	630	214	168
			710	630	214	168
			800	710	254	204
20000	140; 150	800	825	710	254	204

Т – крутящий момент; d – диаметр посадочного отверстия; D – наружный диаметр; L – длина муфты; l – длина полумуфты под вал.

Примечания. 1. Полумуфты изготавливают двух типов: с цилиндрическим отверстием на концы валов и с коническим отверстием на концы валов.

2. Полумуфты каждого типа изготавливают в двух исполнениях: 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие концы валов.

П.10.4. Муфты кулачково-дисковые (по ГОСТ 10720-75)

Таблица П10.4

Основные размеры

Т, Н·м	d, мм	D, мм, не более	L, мм		l, мм		
			исполнение				
			1	2	1	2	
1	2	3	4	5	6	7	
16	16; 18	120	-	75	-	30	
31,5		130	-	90	-	38	
63	20; 22	140	-	105	-	44	
125	25; 28	150	-	185	140	82	60
	32						
250	32; 36	190	245	190	112	84	
400	40; 45						
630	45; 50; 56 63	235	315	245	142	107	
1000	50; 56 63; 71	265	245	190	112	84	
			315	245	142	107	

Продолжение табл. П10.4

1	2	3	4	5	6	7
1600	63; 71	305	315	245	142	107
	80		380	300	172	132
2500	71; 80; 90; 100	320	315	245	142	107
			380	300	172	132
4000	80; 90	380	380	300	172	132
	100; 110		460	350		
6300	125	435	470	360	212	167
			140	555	455	252
10000	110; 125	435	460	350	212	167
	140		470	360	212	167
16000	125	455	460	350	212	167
	140		470	360	212	167
			555	455	252	202

T – крутящий момент; d – диаметр посадочного отверстия; D – наружный диаметр; L – длина муфты; l – длина полумуфты под вал.

Примечания. 1. Полумуфты изготавливают двух типов: 1 – с цилиндрическим отверстием на концы валов по ГОСТ 12080-66; 2 – с коническим отверстием на концы валов по ГОСТ 12081-72.

2. Полумуфты изготавливают двух исполнениях: 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие концы валов.

П10.5. Муфты предохранительные

Таблица П10.5

Размеры кулачковой (по ГОСТ 15620-93), шариковой (по ГОСТ 15621-93) и фрикционной (по ГОСТ 15622-96) муфт

T, Н·м	d, мм	l, мм	l ₁ , мм	Кулачковая муфта			Шариковая муфта			Фрикционная муфта		
				d ₁ , мм	D, мм	L, мм	d ₁ , мм	D, мм	L, мм	d ₁ , мм	D, мм	L, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Продолжение табл. П10.5.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4	8	20										
	9	20	12	32	36		36	45	67	-	-	-
	10	23				63						
6,3	9	20										
	10	23	14	38	48		42	48	75	32		75
10	11	23										
	12	30	16			75			80		50	80
16	14	30		50	56		50	56		38		
	16	40	18			80			90			83
25	14	30										
	16	40	21			85			100			90
40	18	40		56	71		65	71		45	60	
	20	50	24			105						95
63	20	50										
	22	50							120			
100	25	60	32			100	140		100	150	65	105
	28	80	6		80	125	160		125	190		115
160	32	80										
	36	80	42	90	140	180	90	140	220	70		135
250	40	110										160
	40	110										
400	45	110	48	105	180	190	105	180	260	90	152	180

T – крутящий момент; d – диаметр отверстия под вал; d₁ – посадочный диаметр под ступицу; D – наружный диаметр; L – длина муфты; l – длина отверстия под вал; l₁ – длина под ступицу.

П11. Электродвигатели серии АИР

Таблица П11

Технические данные (по ТУ 16-525.564-84)
(тип / асинхронная частота вращения, мин⁻¹)

Мощность P, кВт	Синхронная частота, мин ⁻¹			
	3000	1500	1000	750
0,25	56B2/2810	63A4/1360	63B6/910	
0,37	63A2/2810	63B4/1360	71A6/915	-
0,55	63B2/2810	71A4/1357	71B6/915	-
0,75	71A2/2820	71B4/1350	80A6/950	90LA8/965
1,10	71B2/2805	80A4/1395	80B6/920	90LB8/965
1,50	80A2/2850	80B4/1395	90L6/925	100L8/702
2,20	80B2/2850	90L4/1395	100L6/945	112MA8/709
3,00	90L2/2850	100S4/1410	112MA6/950	112MB8/709
4,00	100S2/2850	100L4/1410	112MB6/950	132S8/716
5,50	100L2/2850	112M4/1432	132S6/960	132M8/712
7,50	112M2/2910	132S4/1440	132M6/960	160S8/727 ³
11,0	132M2/2910	132M4/1447	160S6/970 ⁴	160M8/727 ³
15,0	160S2/2910 ¹	160S4/1455 ²	160M6/970 ⁵	180M8/731
18,5	160M2/2910 ¹	160M4/1455 ²	180M6/980 ³	-
22,0	180S2/2919 ¹	180S4/1462 ³	-	-
30,0	180M2/2925 ¹	180M4/1470 ¹	-	-

Примечания: 1. В типоразмерах двигателей двух – или трехзначное число указывает высоту оси вращения, цифры 2, 4, 6 или 8 означают число полюсов.

2. Отношение максимального вращательного момента к номинальному $T_{max}/T = 2,2$; для отмеченных знаками:

¹ – $T_{max}/T = 2,7$;

² – $T_{max}/T = 2,9$;

³ – $T_{max}/T = 2,4$;

⁴ – $T_{max}/T = 2,5$;

⁵ – $T_{max}/T = 2,6$.

3. Примеры обозначения двигателя:

«Двигатель АИР 112М4 ТУ 16-525.564-84».

П12. Механические свойства материалов

Таблица П12.1

Сравнительная твердость материалов

HB	HRC	HV	HB	HRC	HV
143	-	144	293	32	291
146	-	147	302	33	305
149	-	149	311	34	312
153	-	152	321	35	320
156	-	154	332	36	335
159	-	159	340	37	344
163	-	162	351	38	361
166	-	165	364	39	380
170	-	171	375	40	390
174	-	174	387	41	401
179	-	177	402	43	423
183	-	183	418	44	435
187	-	186	430	45	460
192	-	190	444	47	474
196	-	197	460	48	502
202	-	201	477	49	534
207	18	209	495	51	551
212	19	213	512	52	587
217	20	217	532	54	606
223	21	221	555	56	649
229	22	226	578	58	694
235	23	233	600	59	746
241	24	240	627	61	803
248	25	250	652	63	867
255	26	255	-	65	940
262	27	61	-	67	1021
269	28	272	-	69	1114
277	29	278	-	72	1220
286	30	285	-	-	-

HB – твердость, измеренная по Бриннелю (ГОСТ 9012-59);

HRC – твердость, измеренная по Роквеллу (ГОСТ 9013-59);

HV – твердость, измеренная по Виккерсу (ГОСТ 2999-75).

Таблица П12.2
Значения E, G и μ

Материал	E, МПа	G, МПа	μ
Сталь углеродистая	$(2...2,1) \cdot 10^5$	$8,1 \cdot 10^4$	0,24...0,28
Сталь легированная	$2,1 \cdot 10^5$	$8,1 \cdot 10^4$	0,25...0,30
Стальное литье	$1,75 \cdot 10^5$	-	-
Чугун серый	$(0,8...1,5) \cdot 10^5$	$4,5 \cdot 10^4$	0,23...0,27
Чугун модифицированный (СЧ28-СЧ38)	$(1,2...1,6) \cdot 10^5$	$(5,2...7,0) \cdot 10^4$	-
Бронза оловянная (Бр. ОЦС6-6-3, Бр. ОФ10-1 и др.)	$(0,75...1,24) \cdot 10^5$	-	0,32...0,35
Бронза безоловянная (Бр. АЖ9-4Л, Бр. АЖН10 4-4Л)	$(1,05...1,2) \cdot 10^5$	-	-
Бронзовое литье	$1,05 \cdot 10^5$	$4,2 \cdot 10^4$	-
Алюминиевые сплавы	$(0,7...0,72) \cdot 10^5$	$2,7 \cdot 10^4$	0,32
Текстолит поделочный	$(6...10) \cdot 10^3$	-	-
Винипласт листовой	$0,4 \cdot 10^3$	-	-
Органическое стекло	$(2,9...4,1) \cdot 10^3$	-	0,35...0,38
Капрон	$(1,4...2,0) \cdot 10^3$	-	-
Фторопласт – 4	$(0,47...0,85) \cdot 10^3$	-	-

E – модуль упругости; G – модуль сдвига; μ – коэффициент Пуассона.

Таблица П12.3
Допускаемые напряжения при статической нагрузке для сталей

Мрака стали	Термообработка	[σ_p]	[σ_{ii}]	[$\tau_{кр}$]	[$\tau_{ср}$]	[$\sigma_{см}$]
		МПа				
1	2	3	4	5	6	7
Ст. 3	-	125	150	95	75	190
Ст. 5	-	165	200	125	100	250
10	Н Ц-В59	100 130	145 155	80 100	65 70	165 195
20	Н Ц-В59	140 165	170 200	105 125	85 100	210 240
30	Н У	165 200	200 240	125 150	100 120	240 300
45	Н У М35 В42 В48 ТВЧ56	200 240 300 300 400 240	240 290 360 360 480 290	150 185 230 230 300 185	125 145 185 185 240 145	300 360 450 450 600 360
20Г	Н В	150 195	180 230	110 145	90 115	220 290
40Г	Н В45	200 280	240 330	150 210	120 170	300 420
65Г	Н У М45	240 300 500	290 360 600	185 230 380	145 185 300	350 450 760
20Х	Н У М59	190 240 290	230 290 350	140 180 220	115 145 175	280 360 430
45Х	Н У М48	210 320 480	250 380 570	155 240 360	125 190 290	310 480 720

Продолжение табл. П12.3

1	2	3	4	5	6	7
18ХГТ	Н	230	270	170	140	340
	Ц-М5	330	400	250	200	490
40ХН	Н	260	310	190	155	390
	М43	410	490	310	250	620

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении; $[\sigma_{из}]$ – допускаемое напряжение при изгибе; $[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение при кручении; $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение при срезе; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение при сжатии; Н – нормализация; Ц – цементация; У – улучшение; ТВЧ – закалка с нагревом т. в. ч.; В – закалка с охлаждением в воде; М – закалка с охлаждением в масле; число после В, М или ТВЧ – среднее значение твердости по HRC.

Таблица П12.4

Приближенные зависимости пределов выносливости для случаев нагружения с симметричным циклом

Материал	σ_{-1}	σ_{-1p}	τ_{-1}
Углеродистая сталь	$(0,4...0,6)\sigma_B$	$(0,65...0,75)\sigma_{-1}$	$(0,55...0,65)\sigma_{-1}$
Легированная сталь	$(0,45...0,55)\sigma_B$	$(0,7...0,9)\sigma_{-1}$	$(0,5...0,65)\sigma_{-1}$
Стальное литье	$(0,35...0,45)\sigma_B$	$(0,65...0,75)\sigma_{-1}$	$(0,55...0,65)\sigma_{-1}$

σ_{-1} – предел выносливости при изгибе; σ_{-1p} – предел выносливости при растяжении; τ_{-1} – предел выносливости при кручении; σ_B – предел прочности при растяжении (временное сопротивление).

Таблица П12.5

Допускаемое напряжение для пластмассовых деталей

Пластмассы	Разрушающее напряжение при кратковременных статических испытаниях по стандартной методике, МПа		Рекомендуемые допускаемые напряжения при кратковременных нагрузках	
	σ_p	$\sigma_{из}$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_{из}]$
Текстолиды	70	100	45	65
Стеклотекстолит	45	65	35	48
Капрон	60	80	30	40
Поликарбонат	70	85	35	42
Фторопласт – 4	16	18	6	7

Таблицы П12.6

Ориентировочный коэффициент трения при покое и скольжении

Трущиеся материалы	f			
	покоя		скольжения	
	без смазки	со смазкой	без смазки	со смазкой
Сталь – сталь	0,15	0,10 – 0,12	0,15	0,05 – 0,10
Сталь – мягкая сталь	-	-	0,20	0,10 – 0,20
Сталь – чугун	0,30	-	0,18	0,05 – 0,15
Сталь – бронза	0,12	0,80 – 0,12	0,10	0,07 – 0,10
Сталь – текстолит	-	-	-	0,02 – 0,06
Чугун – бронза	-	-	0,15 – 0,20	0,07 – 0,15
Бронза – бронза	-	0,10	0,20	0,07 – 0,10
Резина – чугун	-	-	0,80	0,50
Металл – дерево	0,50 – 0,60	0,10 – 0,20	0,30 – 0,60	0,10 – 0,20
Кожа – металл	0,30 – 0,50	0,15	0,60	0,15

Рекомендуемая литература

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: в 3-х т.: Т.2. М: Машиностроение, 1999. - 880с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студ. техн. спец. вузов. М.: Высшая школа, 1998. - 447с.
3. Иванов М.И. Детали машин: Учебник для студентов вузов. М.: Высшая школа, 2000. - 383с.
4. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. М.: Машиностроение 1988. - 368с.
5. Кудрявцев В.Н., Кузьмин Н.С., Филипенков А.Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник. Санкт-Петербург, Политехника, 1993. - 448с.
6. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. М.: Машиностроение, 1988. - 416с.
7. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др. Л.: Машиностроение, 1983. - 400с.
8. Проектирование механических передач: Учебно – справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Сысарев, Б.С. Козинцев и др. М.: Машиностроение, 1984. - 560с.
9. Расчеты и проектирование деталей машин: Учебное пособие для студ. машиностроит. спец. вузов / Г.Б. Столбин, К.Л. Жуков, С.И. Масленников и др. М.: Машиностроение, 1978. - 320с.
10. Чернилевский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: Учебное пособие для студ. вузов. М.: Машиностроение, 2001. - 560с
11. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. М.: Изд-во АПМ, 2000. - 472с.

Оглавление

Предисловие	3
Глава 1 Методические рекомендации по изучению дисциплины	5
1.1. Предмет и задачи дисциплины.....	5
1.2. Основы конструирования и расчета машин.....	6
1.3. Соединения деталей машин.....	8
1.4. Механические передачи.....	15
1.5. Оси и валы.....	25
1.6. Подшипники.....	27
1.7. Муфты.....	30
1.8. Станины и корпусные детали.....	32
1.9. Смазочные устройства.....	33
Глава 2 Задания на самостоятельную работу	34
2.1. Неразъемные соединения.....	35
2.2. Резьбовые соединения.....	44
2.3. Передачи гибкой связью и фрикционные.....	53
2.4. Зубчатые и червячные редукторы.....	60
2.5. Валы.....	69
Глава 3 Примеры расчетов	78
3.1. Примеры 1...5 (резьбовые, сварные и заклепочные соединения).....	78
3.2. Пример 6 (фрикционная передача).....	89
3.3. Пример 7 (зубчатые передачи).....	90
3.4. Пример 8 (цепная передача).....	100
3.5. Пример 9 (планетарная передача).....	103
3.6. Пример 10 (червячный редуктор).....	108
3.7. Пример 11 (ременные передачи).....	112
3.8. Пример 12 (проектирование вала).....	117
Глава 4 Курсовое проектирование	125
4.1. Содержание и объем курсового проекта.....	126
4.2. Последовательность работы над проектом.....	126
4.3. Рекомендации по выбору конструкционных материалов.....	128
4.4. Допускаемые напряжения и расчетная нагрузка.....	134
Глава 5 Задания на курсовой проект	140

Приложения	150
П1. Болты.....	150
П2. Шпонки.....	151
П3. Шлицевые соединения.....	152
П4. Параметры механических передач.....	154
П5. Нормализованные параметры зубчатых и червяч- ных передач.....	156
П6. Приводные ремни и шкивы.....	158
П7. Приводные цепи.....	164
П8. Валы.....	166
П9. Подшипники качения.....	168
П10. Муфты.....	174
П11. Электродвигатели серии АИР.....	180
П12. Механические свойства материалов.....	181
Рекомендуемая литература	186

Учебное издание

СТЕПЫГИН Виктор Иванович
ЧЕРТОВ Евгений Дмитриевич

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-справочное пособие

В авторской редакции
Компьютерный набор С.А. Шевцов, С.В. Лавров

Подписано в печать Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.
Гарнитура Таймс. Ризография. Усл. печ. л. 11,8, Уч-изд.л. 11,8
Тираж 500 экз. Заказ .С- .
Воронежская государственная технологическая академия (ВГТА)
394000 Воронеж, пр. Революции, 19
Типография ВГУ
394000 Воронеж, ул. Пушкинская.3