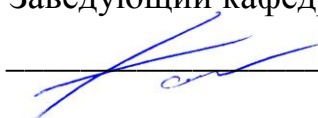


МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»

Институт горного дела и строительства
Кафедра «Городское строительство, архитектура и дизайн»

Утверждено на заседании кафедры ГСАиД
« 28 » 01 2021 г., протокол № 6

Заведующий кафедрой ГСАиД
 К.А. Головин

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ
по дисциплине (модулю)
«КОНСТРУИРОВАНИЕ В ПРОМЫШЛЕННОМ ДИЗАЙНЕ»**

**основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы бакалавриата**

по направлению подготовки
54.03.01 Дизайн
с направленностью (профилем)
Промышленный дизайн

Форма обучения: очная

Идентификационный номер образовательной программы: 540301-03-21

Тула – 2021

Разработчик(и) методических указаний

Кошелева Алла Александровна, проф. каф. ГСАиД, д-р техн. наук, доц.

(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)



(подпись)

1. Цели и задачи работы:

Самостоятельная работа направлена на формирование умений, навыков, компетенций, в том числе:

- стремления к саморазвитию, повышению своей квалификации и мастерства;
- осознание сущности и значения информации в развитии современного общества; овладение основными методами, способами и средствами получения, хранения, переработки информации;
- формированию способности синтезировать набор возможных решений задачи или подходов к выполнению дизайн-проекта; научно обосновать свои предложения;
- разрабатывать проектную идею, основанную на концептуальном, подходе к решению дизайнерской задачи,
- способности к конструированию предметов, товаров, промышленных образцов, коллекций, комплексов, сооружений, объектов, способностей готовить полный набор документации по дизайн-проекту для его реализации, осуществлять основные экономические расчеты проекта.

2. Общие положения

Одна из особенностей подготовки в высшей школе - ее связь с жизнью, с конкретными задачами будущей практической деятельности. Перед кафедрой стоит задача подготовки высококвалифицированных кадров, обладающих глубокими теоретическими знаниями и практическими навыками по направлению «Дизайн», способных на практике использовать новейшие достижения для совершенствования существующих и разработки новых изделий и комплексов.

В свете указанных требований при изучении профессиональных дисциплин кафедры для закрепления теоретических знаний и привития студентам навыков в работе по направлению «Дизайн» предусмотрены различные виды самостоятельных занятий. Самостоятельные и практические занятия связывают теорию с практикой и обеспечивают выработку умения и навыков в применении полученных студентами знаний в процессе будущей профессиональной деятельности.

Применительно к задачам подготовки бакалавров по направлению «Дизайн» самостоятельная работа студентов включает систематическую проработку рекомендованной литературы; подготовку к практическим занятиям, зачетам и экзаменам; выполнение текущих домашних заданий; участие в учебно-исследовательских и научно-исследовательских работах.

На практических занятиях преподаватель осуществляет контроль за самостоятельной работой студентов.

Самостоятельное выполнение студентами разнообразных практических учебных заданий стимулирует их творческую деятельность, закрепляет теоретические положения изучаемой дисциплины и вырабатывает у студентов навыки практической работы по профилю «Промышленный дизайн».

3. Объем работы

Самостоятельная работа студентов предусматривает:

Очная форма обучения

№ п/п	Виды и формы самостоятельной работы
<i>5 семестр</i>	
1	Тематическое домашнее чтение
2	Подготовка реферата. Тема: Привод (по видам)
3	Подготовка к промежуточной аттестации и ее прохождение
<i>6 семестр</i>	
1	Тематическое домашнее чтение

№ п/п	Виды и формы самостоятельной работы
2	Написание реферата. Тема: Типовые конструкторские решения (на примере мебели, транспортных средств, бытовых приборов). Эволюция формы.
3	Выполнение курсовой работы
4	Подготовка к промежуточной аттестации и ее прохождение
<i>7 семестр</i>	
1	Написание реферата. Тема: «Инновационные конструкторские решения». Презентация по теме.
2	Тематическое домашнее чтение; изучение ГОСТов.
3	Подготовка к промежуточной аттестации и ее прохождение

4. Организация и руководство самостоятельной работой студентов

Самостоятельная работа студентов над учебным материалом на кафедре проводится систематически, планомерно. Этого достигается рациональной организацией и правильным руководством преподавательского состава кафедры самостоятельной работой студентов.

Перед началом самостоятельной работы преподаватели проводят консультативные занятия со студентами, на которых даются специальные пояснения; характеризуется наиболее рациональная методика ее выполнения; определяются требования; указываются источники и учебные пособия; демонстрируются ранее выполненные студентами работы.

Контроль текущей успеваемости обеспечивается:

- применением тестовых заданий;
- просмотром конспектов;
- опросом студентов на занятиях.

Преподаватели обязаны:

- постоянно совершенствовать организацию и руководство самостоятельной работой студентов;
- вести систематический контроль за самостоятельной работой студентов;

- разрабатывать наиболее эффективные средства, стимулирующие и обеспечивающие систематическую самостоятельную работу студентов на протяжении всего периода обучения.

5. Темы для подготовки к практическим занятиям и аттестационным мероприятиям

5 семестр

1. ЗАДАЧИ И МЕТОДЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

- 1.1. Задачи конструирования. Достижения научно-технического прогресса и перспективы его развития. Место конструирования в дизайн-процессе. Терминология.
- 1.2. Общая методика конструирования. Этапы конструирования. Стадии разработки КД
- 1.3. Функция и конструкция. Форма и конструкция.
- 1.4. Типовые конструкторские решения.
- 1.5. ЕСКД. Виды и комплектность конструкторской документации. Основы использования нормативного и справочного материалов.

2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ

- 2.1. Машина. Механизм.
- 2.2. Структура механизмов. Звенья механизмов. Степени свободы
- 2.3. Кинематическая пара. Кинематическая цепь
- 2.4. Конструктивная схема. Рациональность общей компоновки
- 2.5. Функциональный анализ, компоновка (аналитическое комбинирование).

3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

- 3.1. Привод. Источник энергии.
- 3.2. Принцип действия машин и механизмов (механический, гидравлический, пневматический, электрический, электронные (радио) и фотоэлектронные аппараты; магнитный принцип действия, термический, оптический, акустический).
- 3.3. Силы в машинах.
- 3.4. КПД.
- 3.5. Уравновешивание и балансировка
- 3.6. Эксплуатация (ручное обслуживание; механизация; автоматизация).

6 семестр

1. ВИДЫ МЕХАНИЗМОВ.

- 1.1. Рычажные механизмы.
- 1.2. Кулачковые механизмы.
- 1.3. Фрикционные механизмы.
- 1.4. Зубчатые (цилиндрические, винтовые, конические) механизмы.
- 1.5. Червячные механизмы.
- 1.6. Планетарные механизмы.
- 1.7. Механизмы с гибкими звеньями (ременные, цепные) механизмы.
- 1.8. Механизмы движения с остановками (храповые; мальтийские; звездчатые) механизмы.

2. ОСНОВЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

- 2.1. Прочность. Жесткость. Устойчивость.
- 2.2. Виды деформаций.
- 2.3. Критерии прочности. Расчет на прочность и жесткость
- 2.4. Растяжение и сжатие.
- 2.5. Сдвиг.
- 2.6. Кручение.
- 2.7. Изгиб стержней
- 2.8. Основы механики разрушения.

3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ПРИБОРОВ

- 3.1. Некоторые виды деталей и узлов.
- 3.2. Неразъемные соединения.
 - Соединение заклепками.
 - Соединение гибкой.
 - Сварные соединения.
 - Соединения с предварительным натягом.
 - Пайка.
 - Клеевые соединения.
 - Соединение замазкой.
 - Заформовка.
- 3.3. Разъемные соединения.
 - Резьбовые соединения
 - Шпоночные и шлицевые соединения.
 - Зубчатые (шлицевые соединения)
 - Штифтовые соединения.
 - Крепежные изделия (болты, шурупы, шпильки).
- 3.4. Валы и оси. Расчет на прочность, жесткость.
- 3.5. Опоры .
 - Подшипники скольжения
 - Опоры на центрах
 - Подшипники качения.
 - Направляющие.
 - Смазка опор и направляющих
 - Уплотнения
- 3.6. Муфты.
- 3.7. Упругие элементы (пружины).
- 3.8. Редукторы
- 3.9. Стандартные детали.
- 3.10. Кнопки, рукоятки, таблички для приборов.
- 3.11. Условные знаки на приборах.

7 семестр

1. ТИПОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИЙ

- 1.1. Классификация механизмов и конструкций. Основные типы конструкций
- 1.1.1. Основные типы пространственной структуры конструкций.
 - с пространственной схемой (монолитные и решетчатые)

- с обособленным объемом (каркасные, кожух, корпус, футляр)
- смешанного типа

- 1.1.2. Специфические типы конструкций - консольные, трансформирующиеся (кинетические), модульные (агрегатно-блочные, вариантно-комбинаторные), мобильные и др.
- 1.2. Типы конструкций и соединений.
 - 1.2.1. Разъемные (сборно-разборные) и неразъемные.
 - 1.2.2. Составные (наборные, сварные, клеевые, клепанные) и монолитные (литые);
 - 1.2.3. Статичные и кинетичные (трансформируемые);
 - 1.2.4. Каркасные (в т.ч. рамные);
 - 1.2.5. Оболочковые (в т.ч. щитовые, панельные, сводчатые и заполненные силовыми пространственными решетками с элементами поперечными - нервюрами, штангоутами и продольными лонжеронами, стрингерами);
 - 1.2.6. Закрытые, открытые и полуоткрытые;
 - 1.2.7. Автономные, блокированные;
 - 1.2.8. Стационарные, мобильные и портативные;
 - 1.2.9. Тяжелые (материалоемкие) и облегченные, мало-, средне- и крупногабаритные.

2. БАЗОВЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

- 2.1. Рациональные приемы конструирования.
- 2.2. Общие правила конструирования
- 2.3. Экономические основы конструирования.
- 2.4. Долговечность.
- 2.5. Надежность
- 2.6. Стандартизация и взаимозаменяемость.
- 2.7. Унификация.
- 2.8. Агрегатирование.
- 2.9. Моноблочное и модульное конструирование.
- 2.10. Универсализация.
- 2.11. Ряды предпочтительных чисел.
- 2.12. Принцип функциональной целесообразности.
- 2.13. Моральное старение.
- 2.14. Критерии качества. Аттестация изделий.
- 2.15. Нормализация.
- 2.16. Материалы и технология. Технологичность конструкций. Общие правила технологического формообразования. Рациональный выбор баз. Правильная простановка размеров. Допуски и посадки. Шероховатость. Малая материалоемкость.
- 2.17. Компактность.
- 2.18. Поиск формы. Форма. Технологическая форма. Автономность формы. Структурность формы.
- 2.19. Тектоника.
- 2.20. Прочность, Пространственная жесткость. Способы повышения жесткости.
- 2.21. Ремонтопригодность, удобство монтажа.
- 2.22. Безопасность, охрана труда (в т.ч. заземление и т.д.).
- 2.23. САПР.

3. ПРОЕКТНЫЙ АНАЛИЗ. ИЗОБРЕТАТЕЛЬСТВО. МЕТОДЫ ПОИСКА ИДЕЙ

- 3.1. Традиционный расчетный метод.
- 3.2. Уровни конструкторского мышления.
- 3.3. Психология конструкторской деятельности.

3.4. Методы поиска идей.

3.5. Некоторые методы конструирования:

- метод секционирования;
- метод изменения линейных размеров;
- метод базового агрегата;
- метод инверсии;
- метод комплексной разработки и иерархизации
- методы вариантного поиска конструктивных решений и их наглядного моделирования;
- упорядоченный поиск.

6. Материалы для дополнительного чтения

МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

Машины и механизмы - это механические устройства, облегчающие труд и повышающие его производительность. Машины могут быть разной степени сложности - от простой одноколесной тачки до лифтов, автомобилей, печатных, текстильных, вычислительных машин. Энергетические машины преобразуют один вид энергии в другой. Например, генераторы гидроэлектростанции преобразуют механическую энергию падающей воды в электрическую энергию. Двигатель внутреннего сгорания преобразует химическую энергию бензина в тепловую, а затем в механическую энергию движения автомобиля.

Так называемые *рабочие машины* преобразуют свойства или состояние материалов (металлорежущие станки, транспортные машины) либо информацию (вычислительные машины). Машины состоят из механизмов (двигательного, передаточного и исполнительного) - многозвенных устройств, передающих и преобразующих силу и движение. Простой механизм, называемый полиспастом, увеличивает силу, приложенную к грузу, и за счет этого позволяет вручную поднимать тяжелые предметы. Другие механизмы облегчают работу, увеличивая скорость. Так, велосипедная цепь, входящая в зацепление со звездочкой, преобразует медленное вращение педалей в быстрое вращение заднего колеса. Однако механизмы, увеличивающие скорость, делают это за счет уменьшения силы, а увеличивающие силу - за счет уменьшения скорости. Увеличить одновременно и скорость и силу невозможно. Механизмы могут также просто изменять направление силы. Пример - блок на конце флагштока: чтобы поднять флаг, тянут за шнур вниз. Изменение направления может сочетаться с увеличением силы или скорости. Так, тяжелый груз можно приподнять, нажимая на рычаг вниз.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Основной закон. Хотя механизмы и позволяют получить выигрыш в силе или скорости, возможности такого выигрыша ограничиваются законом сохранения энергии. В применении к машинам и механизмам он гласит: энергия не может ни возникнуть, ни исчезнуть, она может быть лишь преобразована в другие виды энергии или в работу. Поэтому на выходе машины или механизма не может оказаться больше энергии, чем на входе. К тому же в реальных машинах часть энергии теряется из-за трения. Поскольку работа может быть превращена в энергию и наоборот, закон сохранения энергии для машин и механизмов можно записать в виде $\text{Работа на входе} = \text{Работа на выходе} + \text{Потери на трение}$. Отсюда видно, в частности, почему невозможна машина типа вечного двигателя: из-за неизбежных потерь энергии на трение она рано или поздно остановится.

Выигрыш в силе или скорости. Механизмы, как указывалось выше, могут применяться для увеличения силы или скорости. Идеальный, или теоретический, выигрыш в силе или скорости - это коэффициент увеличения силы или скорости, который был бы возможен в

отсутствие потерь энергии, обусловленных трением. Идеальный выигрыш на практике недостижим. Реальный выигрыш, например в силе, равен отношению силы (называемой нагрузкой), которую развивает механизм, к силе (называемой усилием), которая прикладывается к механизму.

ПРОСТЕЙШИЕ МЕХАНИЗМЫ

Простейшие механизмы можно найти почти в любых более сложных машинах и механизмах. Их всего шесть: рычаг, блок, дифференциальный ворот, наклонная плоскость, клин и винт.

Рычаг. Это жесткий стержень, который может свободно поворачиваться относительно неподвижной точки, называемой точкой опоры. Примером рычага могут служить лом, молоток с расщепом, тачка, метла. Рычаги бывают трех родов, различающихся взаимным расположением точек приложения нагрузки и усилия и точки опоры (рис. 1). Идеальный выигрыш в силе рычага равен отношению расстояния DE от точки приложения усилия до точки опоры к расстоянию DL от точки приложения нагрузки до точки опоры. Для рычага I рода расстояние DE обычно больше DL , а поэтому идеальный выигрыш в силе больше 1. Для рычага II рода идеальный выигрыш в силе тоже больше единицы. Что же касается рычага III рода, то величина DE для него меньше DL , а стало быть, больше единицы выигрыш в скорости.

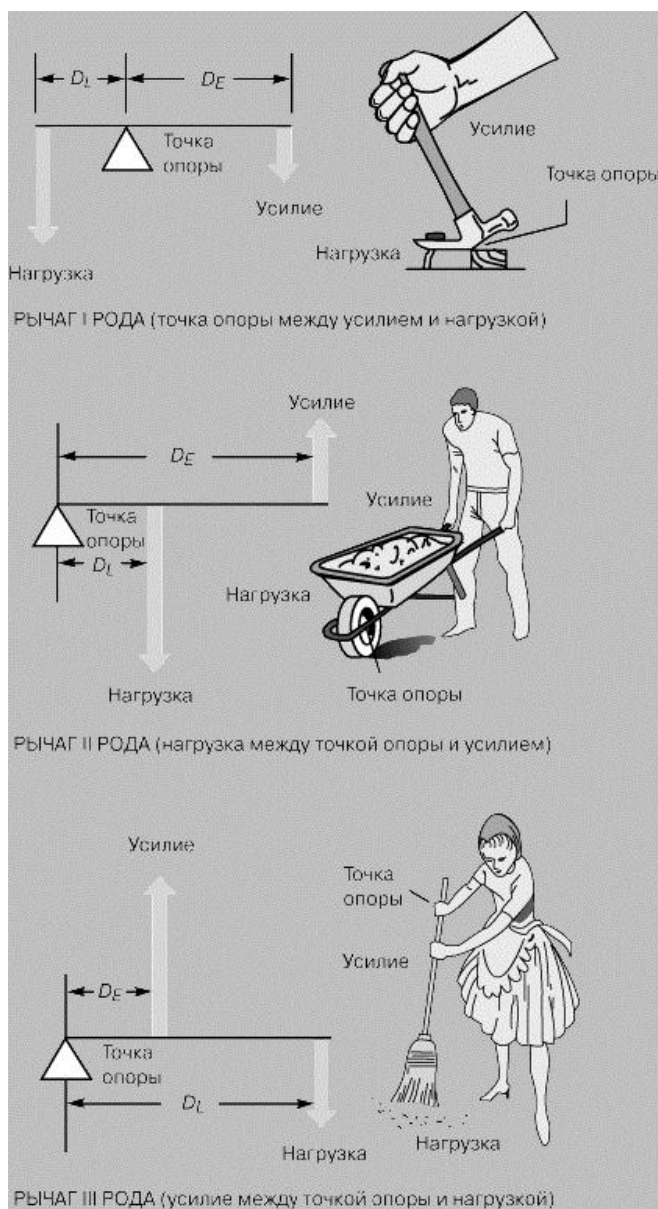


Рис.1 РЫЧАГИ I, II И III РОДА

Блок. Это колесо с желобом по окружности для каната или цепи. Блоки применяются в грузоподъемных устройствах. Система блоков и тросов, предназначенная для повышения грузоподъемности, называется полиспастом. Одиночный блок может быть либо с закрепленной осью (уравнительным), либо подвижным (рис. 2). Блок с закрепленной осью действует как рычаг I рода с точкой опоры на его оси. Поскольку плечо усилия равно плечу нагрузки (радиус блока), идеальный выигрыш в силе и скорости равен 1. Подвижный же блок действует как рычаг II рода, поскольку нагрузка расположена между точкой опоры и усилием. Плечо нагрузки (радиус блока) вдвое меньше плеча усилия (диаметр блока). Поэтому для подвижного блока идеальный выигрыш в силе равен 2.

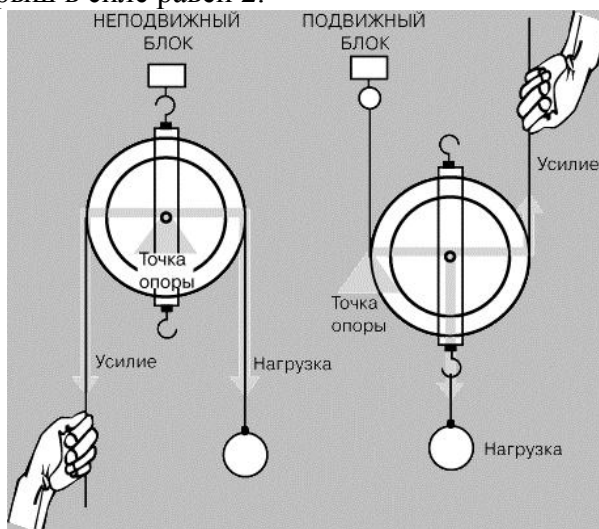


Рис. 2. БЛОК может быть закрепленным (уравнительным) или подвижным. Уравнительный блок действует как рычаг I рода, а подвижный - как рычаг II рода.

Более простой способ определения идеального выигрыша в силе для блока или системы блоков - по числу параллельных концов каната, удерживающих нагрузку, как это нетрудно сообразить, взглянув на рис. 3. Уравнительные и подвижные блоки можно сочетать по-разному для увеличения выигрыша в силе. В одной обойме можно установить два, три или большее число блоков, а конец троса можно прикрепить либо к неподвижной, либо к подвижной обойме.

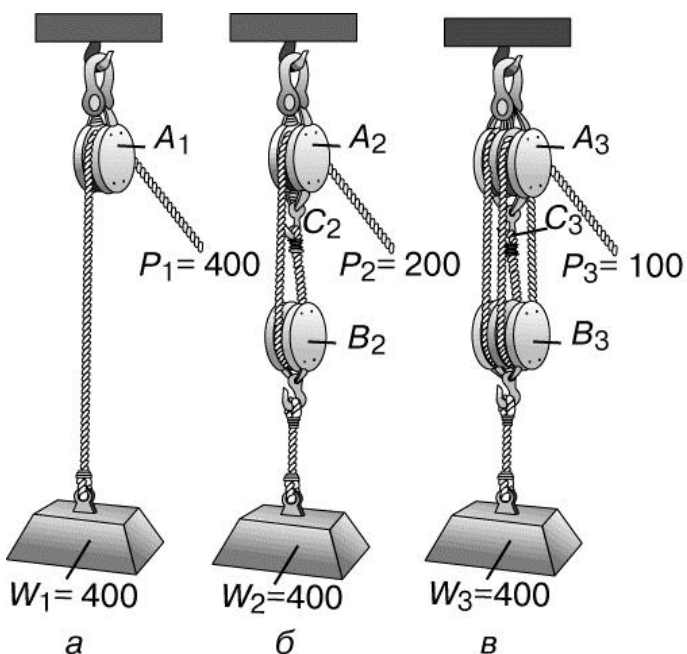


Рис.3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ БЛОКА И ПОЛИСПАСТА. а - одиночный блок (с одним тросом, протянутым по желобу единственного шкива); б - комбинация из двух одиночных блоков с единым тросом, охватывающим оба шкива; в - пара двужелобковых блоков, по четырем спаренным желобам которых проходит единый трос.

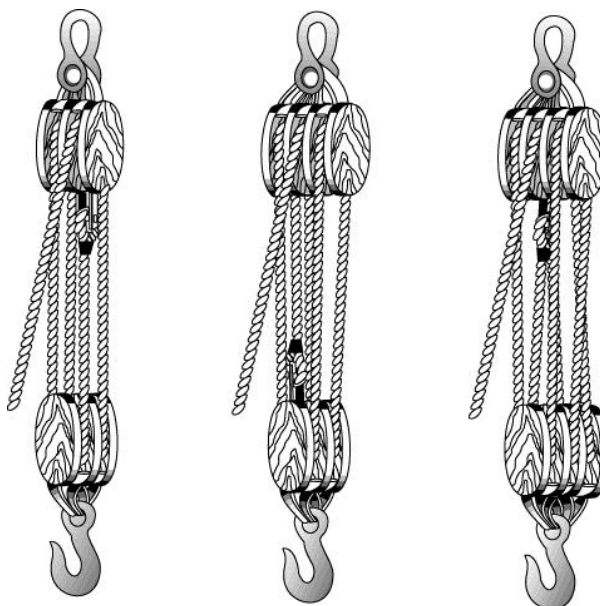


Рис. 4. ПОЛИСПАСТЫ с различными комбинациями блоков трех типов: слева - пара двойных блоков; в центре - тройной блок с двойным; справа - пара тройных блоков. В тройном блоке конец троса, к которому прилагается тяговое усилие, проходит через центральный желоб; при этом нижний - подвижный - блок крепится коушем так, что его ось перпендикулярна оси верхнего - неподвижного - блока.

Дифференциальный ворот. Это, в сущности, два колеса, соединенные вместе и вращающиеся вокруг одной оси (рис. 5), например, колодезный ворот с ручкой.

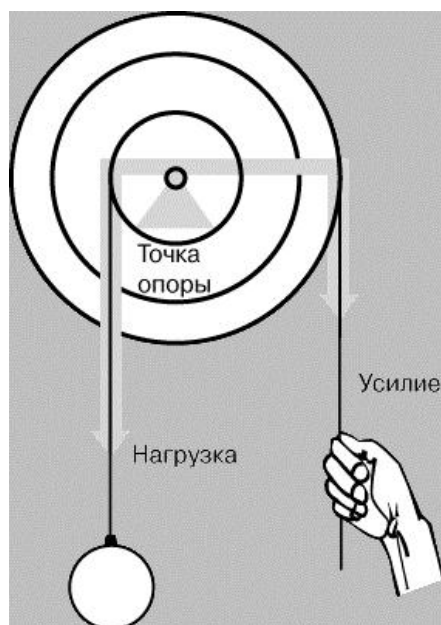


Рис 5. ВОРОТ, действующий как рычаг I рода, представляет собой, в сущности, два скрепленных вместе колеса, вращающихся вокруг общей оси.

Дифференциальный ворот может давать выигрыш как в силе, так и в скорости. Это зависит от того, где прилагается усилие, а где - нагрузка, поскольку он действует как рычаг I рода. Точка опоры расположена на закрепленной (фиксированной) оси, а поэтому плечи усилия и нагрузки равны радиусам соответствующих колес. Пример такого устройства для выигрыша в силе - отвертка, а для выигрыша в скорости - шлифовальный круг.

Зубчатые колеса. Система двух находящихся в зацеплении зубчатых колес, сидящих на валах одинакового диаметра (рис. 6), в какой-то мере аналогична дифференциальному вороту. Скорость вращения колес обратно пропорциональна их диаметру. Если малая ведущая шестерня А (к которой приложено усилие) по диаметру вдвое меньше большего зубчатого колеса В, то она должна вращаться вдвое быстрее. Таким образом, выигрыш в силе такой зубчатой передачи равен 2. Но если точки приложения усилия и нагрузки поменять местами, так что колесо В станет ведущим, то выигрыш в силе будет равен $1/2$, а выигрыш в скорости - 2.

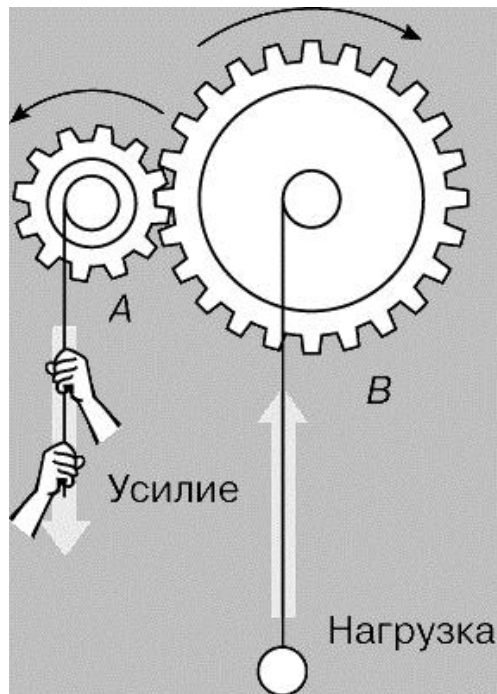


Рис. 6. **ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА**, действующие в принципе так же, как и ворот, могут давать как выигрыш в силе, так и выигрыш в скорости.

Наклонная плоскость. Наклонная плоскость применяется для перемещения тяжелых предметов на более высокий уровень без их непосредственного поднятия. К таким устройствам относятся пандусы, эскалаторы, обычные лестницы, а также конвейеры (с роликами для уменьшения трения). Идеальный выигрыш в силе, обеспечиваемый наклонной плоскостью (рис. 7), равен отношению расстояния, на которое перемещается нагрузка, к расстоянию, проходимому точкой приложения усилия. Первое есть длина наклонной плоскости, а второе - высота, на которую поднимается груз. Поскольку гипотенуза больше катета, наклонная плоскость всегда дает выигрыш в силе. Выигрыш тем больше, чем меньше наклон плоскости. Этим объясняется то, что горные автомобильные и железные дороги имеют вид серпантина: чем меньше крутизна дороги, тем легче по ней подниматься.

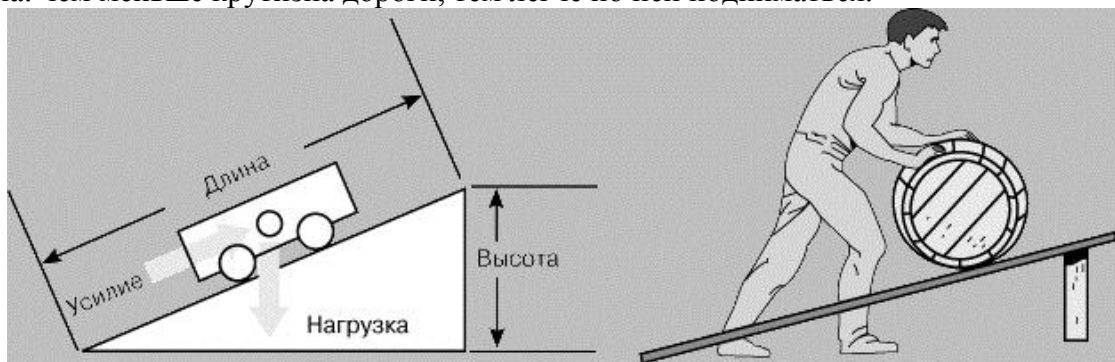


Рис.7. **НАКЛОННАЯ ПЛОСКОСТЬ** дает выигрыш в силе, равный (в идеале) отношению длины к высоте.

Клин. Это, в сущности, сдвоенная наклонная плоскость (рис. 8). Главное его отличие от наклонной плоскости в том, что она обычно неподвижна, и груз под действием усилия движется по ней, а клин вгоняют под нагрузку или в нагрузку. Принцип клина используется в таких инструментах и орудиях, как топор, зубило, нож, гвоздь, швейная игла.

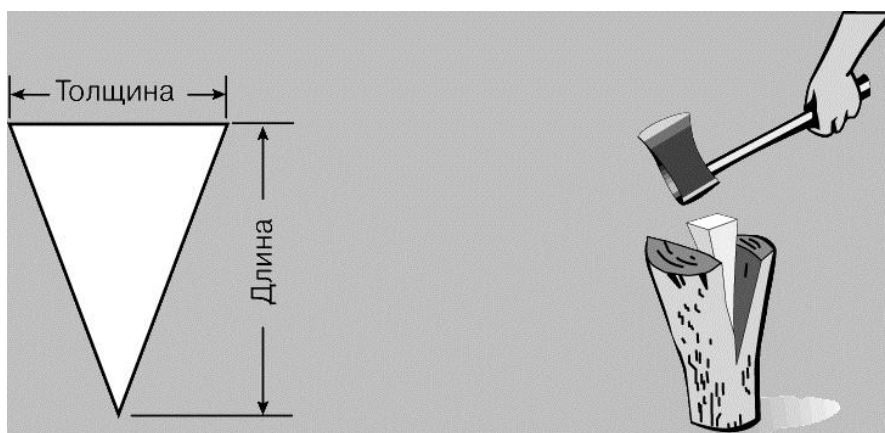


Рис.8. КЛИН - как бы сдвоенная наклонная плоскость. Идеальный выигрыш в силе равен отношению длины клина к толщине на тупом конце.

Идеальный выигрыш в силе, даваемый клином, равен отношению его длины к толщине на тупом конце. Реальный выигрыш клина, в отличие от других простейших механизмов, трудно определить. Сопротивление, встречаемое им, непредсказуемо меняется для разных участков его "щек". Из-за большого трения его КПД столь мал, что идеальный выигрыш не имеет особого значения.

Винт. Резьба винта (рис. 9) - это, в сущности, наклонная плоскость, многократно обернутая вокруг цилиндра. В зависимости от направления подъема наклонной плоскости винтовая резьба может быть левой (А) или правой (В). Сопрягающаяся деталь, естественно, должна иметь резьбу такого же направления. Примеры простых устройств с винтовой резьбой - домкрат, болт с гайкой, микрометр, тиски.

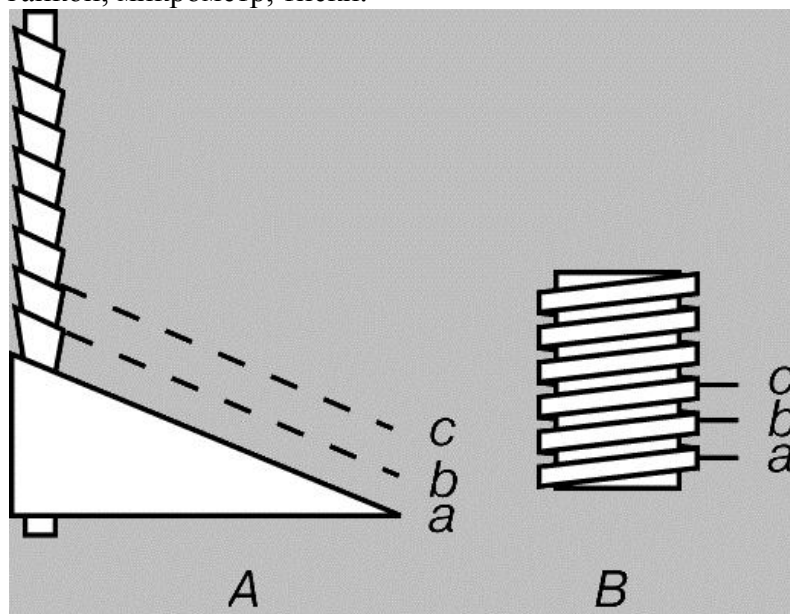


Рис.9. ВИНТ с прямоугольной резьбой - по существу, наклонная плоскость, многократно обернутая вокруг цилиндра. А - левая, В - правая резьба.

Поскольку резьба - наклонная плоскость, она всегда дает выигрыш в силе. Идеальный выигрыш равен отношению расстояния, проходимого точкой приложения усилия за один оборот винта (длины окружности), к расстоянию, проходимому при этом нагрузкой по оси винта. За один оборот нагрузка перемещается на расстояние между двумя соседними витками

резьбы (а и b или b и c на рис. 9), которое называется шагом резьбы. Шаг резьбы обычно значительно меньше ее диаметра, так как иначе слишком велико трение.

КОМБИНИРОВАННЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Комбинированный механизм состоит из двух или большего числа простых. Это не обязательно сложное устройство; многие довольно простые механизмы тоже можно считать комбинированными. Например, в мясорубке имеются ворот (ручка), винт (проталкивающий мясо) и клин (нож-резак). Стрелки наручных часов поворачиваются системой зубчатых колес разного диаметра, находящихся в зацеплении друг с другом. Один из наиболее известных несложных комбинированных механизмов - домкрат. Домкрат (рис. 10) представляет собой комбинацию винта и ворота. Головка винта подпирает нагрузку, а другой его конец входит в резьбовую опору. Усилие прилагается к рукоятке, закрепленной в головке винта. Таким образом, расстояние усилия равно длине окружности, описываемой концом ручки. Длина окружности дается выражением $2\pi r$, где $\pi = 3,14159$, а r - радиус окружности, т.е. в данном случае длина ручки. Очевидно, что чем длиннее ручка, тем больше идеальный выигрыш в силе. Расстояние, проходимое нагрузкой за один оборот ручки, равно шагу резьбы. В идеале можно получить очень большой выигрыш в силе, если длинную ручку сочетать с малым шагом резьбы. Поэтому несмотря на малый КПД домкрата (около 25%) он дает большой реальный выигрыш в силе.

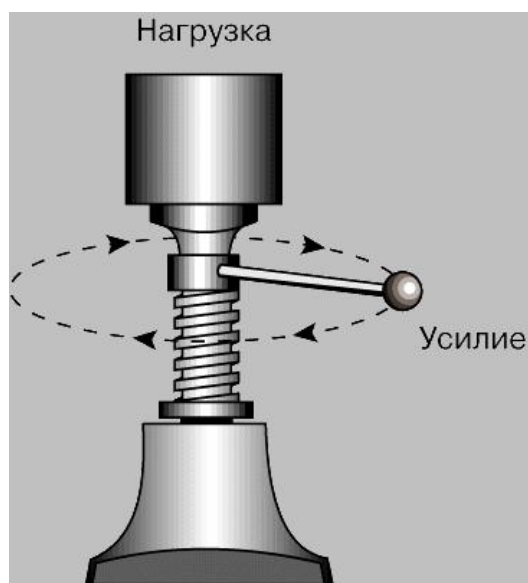


Рис.10. ДОМКРАТ - пример несложного комбинированного механизма (сочетание винта и ворота).

Выигрыш в силе, создаваемый комбинированным механизмом, равен произведению выигрышей отдельных механизмов, входящих в его состав. Так, идеальный выигрыш в силе (ИВС) для домкрата равен отношению длины окружности, описываемой ручкой, к шагу резьбы. Для входящего в состав домкрата ворота ИВС равен отношению длины окружности, описываемой ручкой (расстояние усилия), к длине окружности винта (расстояние нагрузки). Для винта домкрата ИВС равен отношению длины окружности винта (расстояния усилия) к шагу резьбы винта (расстоянию нагрузки). Перемножая ИВС отдельных механизмов домкрата, получаем для комбинированного механизма $\text{ИВС} = (\text{Окружность ручки} / \text{Окружность винта}) * (\text{Окружность винта} / \text{Шаг резьбы}) = (\text{Окружность ручки} / \text{Шаг резьбы})$. Для более сложных

комбинированных механизмов вычислить ИВС труднее. Поэтому для них обычно указывают лишь реальный выигрыш.

Задание

1. На концах невесомого рычага действуют силы 40 и 240 Н. Расстояние от точки опоры до меньшей силы равно 6 см. Определите длину рычага, если рычаг находится в равновесии.

2. На концах рычага действуют силы 2 и 18 Н. Длина рычага равна 1 м. Где находится точка опоры, если рычаг в равновесии? (Весом рычага пренебречь.)

3. Подобрать реальные механизмы с механическим приводом. Разобраться с принципом работы. Составить расчетную схему. Выполнить технический рисунок.

Вопросы для самоконтроля

1. Какой механизм называется комбинированным?
2. Дать определение «дифференциальный ворот»
3. Какой привод называется механическим?
4. Какой привод называется гидравлическим?
5. Какой привод называется пневматическим?
6. Какой привод называется гидро-механическим?
7. Что называют рычагом 1-го рода?
8. По каким признакам классифицируют род рычага?

Физические термины

Масса m

Масса создает на Земле за счет гравитации силу тяжести.

Сила F

В соответствии с законом Ньютона:

Сила = масса • ускорение

$$F = m \cdot a \quad (1)$$

Если общее ускорение заменить на земное ускорение $a = 9,81 \text{ м/с}^2$, то в результате получается:

Сила веса = масса • земное ускорение

$$F_G = m \cdot g \quad (2)$$

Таким образом, для массы 1 кг сила веса составляет $F_G = 1 \text{ кг} \cdot 9,81 \text{ м/с}^2 = 9,81 \text{ (кг} \cdot \text{м/с}^2)$

Единица СИ для силы называется Ньютон (Н).

$$1 \text{ Н} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2$$

Масса в 1 кг создает на Земле силу 9,81 Н.

Для практики в принципе можно считать, что значение силы тяжести, создаваемой массой в 1 кг, равно не 9,81 Н, а 10 Н или 1 даН.

Давление p

Для описания процессов, происходящих в жидкостях, давление является важной величиной.

Если распределенная по плоскости сила F воздействует вертикально на плоскость площадью A , то отношение силы к площади дает давление p .

$$p = \frac{F}{A} \quad (3)$$

Производная от единицы СИ для давления называется Паскаль (Па)

$$1 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 1 \text{ Па}$$

На практике используют преимущественно единицу бар.

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}.$$

Работа

Если тело перемещается силой F на определенное расстояние s , то сила производит работу W . Работа - это произведение расстояния s на силу F , которая действует в направлении перемещения

$$W = F \cdot s \quad (4)$$

Единица работы в системе СИ - джоуль (Дж)

$$1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1 \text{ Вт}.$$

Энергия

Если объект способен выполнять работу, он имеет «запасенную работу».

Этот тип «запасенной работы» известен как энергия. Следовательно, работа и энергия имеют одни и те же единицы.

В зависимости от типа «запасенной работы» различают:

- потенциальную энергию (энергию положения E_p)

Тело может опуститься на определенный уровень из своего начального высокого положения и, следовательно, произвести работу.

Количество выполненной при этом работы зависит от силы веса $m \cdot g$ и высоты h .

$$E_p = (m \cdot g) \cdot h \quad (5)$$

- кинетическую энергию (энергию движения E_k).

Если движущееся тело встречается с неподвижным, оно совершает работу на корпусе неподвижного тела (т.е. работу деформации). В этом случае накопление работы заключается в движении тела.

Количество энергии зависит от массы m и скорости v тела:

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (6)$$

Мощность

Мощность - частное от деления работы на время:

$$P = \frac{W}{t} \quad (7)$$

Единицей мощности в системе СИ является Ватт (Вт)

1 Вт = 1 Дж / с.

. Скорость

Скорость - это расстояние s , деленное на время t , за которое это расстояние преодолено.

$$v = \frac{s}{t} \quad (8)$$

В системе СИ скорость измеряется в метрах в секунду (м/с).

Ускорение

Если тело не движется с постоянной скоростью, это квалифицируется как **ускорение**.

Изменение скорости может быть положительным (увеличение скорости / ускорение) или отрицательным (уменьшение скорости/ замедление).

Линейное ускорение определяется как изменение скорости v за время t :

$$a = \frac{v}{t} \quad (9)$$

В системе СИ единицей ускорения (замедления) является метр на секунду в квадрате (м/с²).

Гидромеханика

Гидромеханика имеет дело с физическими характеристиками и поведением жидкостей в неподвижном (гидростатика) и подвижном (гидрокинетика¹⁾) состояниях.

Различие между жидкими и твердыми телами состоит в том, что частицы, из которых состоят жидкости, могут свободно перемещаться внутри занимаемого объема. Следовательно, жидкости не имеют специфической формы, они принимают форму содержащего их сосуда.

По контрасту с газами жидкости практически не сжимаются.

Гидростатика

Строго говоря, законы гидростатики относятся только к идеальным жидкостям, которые рассматриваются без массы, трения и сжимаемости.

В этой связи возможно сделать заключение о поведении идеальных, т.е. свободных от трения систем циркуляции. Тем не менее, потери в той или иной форме присущи всем компонентам жидкостных систем. В компонентах, работающих по дроссельному принципу, потери действительно определяют их функционирование.

Давление (применительно к Гидромеханике)

Если сосуды различной формы с одинаковой площадью дна ($A_1 = A_2 = A_3$) заполнены жидкостью до одного и того же уровня h , то давления на дно будут равны ($p_1 = p_2 = p_3$) и действующие силы будут равны также ($F_1 = F_2 = F_3$).

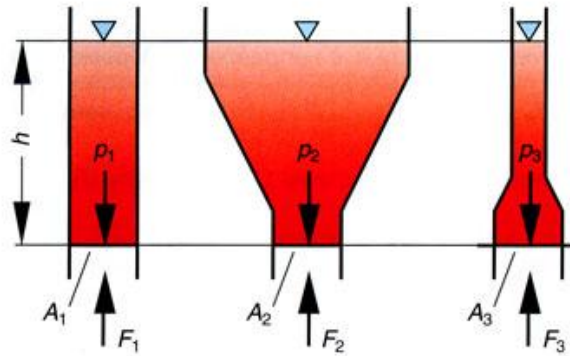


Рис 1. Гидростатический парадокс

Давление под воздействием внешних сил

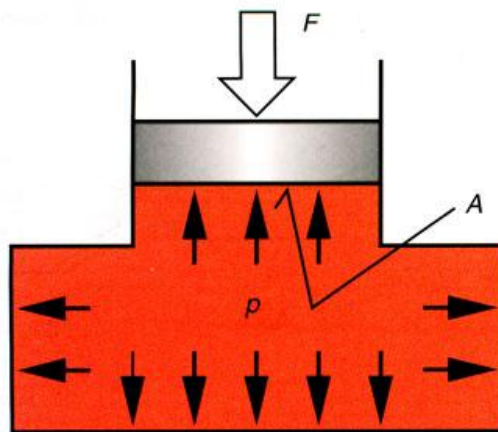


Рис.2. Закон Паскаля

Основой для гидростатики является **закон Паскаля**:

воздействие силы на неподвижную жидкость распространяется по всем направлениям внутри жидкости. Величина давления в жидкости равна нагрузке, соотнесенной с площадью, на которую она действует. Давление оказывает свое воздействие всегда вертикально на ограничивающую поверхность резервуара.

Кроме того, давление распространяется равномерно во все стороны. Если не принимать во внимание давление силы тяжести, то давление одинаково по величине во всех точках (Рис 3).

Учитывая давления, которые используются в современных гидроприводах, влиянием давления силы тяжести можно пренебречь.

Пример: 10 м водяного столба = 1 бар.

Передача силы

Так как давление распространяется равномерно во всех направлениях, форма сосуда не имеет никакого значения.

Пример использования гидростатического давления иллюстрирует

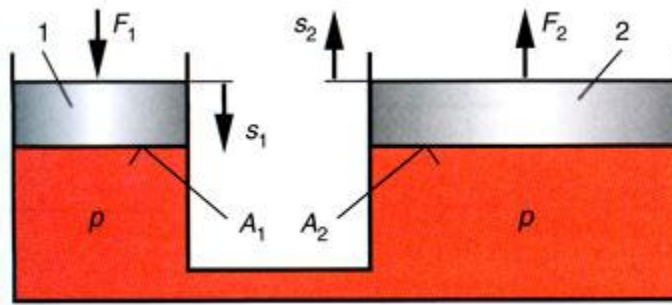


Рис. 3. Пример передачи силы

Если сила F_1 воздействует на площадь A_1 , возникает давление

$$p = \frac{F_1}{A_1} \quad (10)$$

Давление p оказывает воздействие на каждую точку системы, в том числе на поверхность A_2 . Достигаемая сила F_2 (сила, поднимающая нагрузку) равна

$$F_2 = p \cdot A_2. \quad (11)$$

Таким образом

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (12)$$

или

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (13)$$

Отношение сил равно отношению площадей.

Давление p в подобной системе всегда соответствует величине силы F и эффективной площади A . Это значит, что давление возрастает до тех пор, пока оно не сможет преодолеть сопротивление движению жидкости.

Если с помощью силы F_1 и площади A_1 возможно достичь величины давления, достаточной для преодоления нагрузки F_2 (через площадь A_2), нагрузка F_2 может быть поднята (силами трения пренебрегаем).

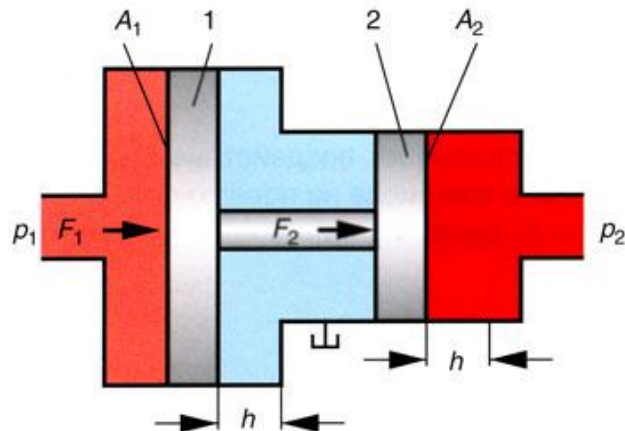
Перемещения s_1 и s_2 обоих поршней обратно пропорциональны их площадям

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (14)$$

Работа силового поршня (1) W_1 равна работе нагрузочного поршня (2) W_2

$$W_1 = F_1 \cdot s_1 \quad (15.1)$$

$$W_2 = F_2 \cdot s_2$$

Передача давления*Рис. 4 Передача давления*

На Рис 4 два различных по размеру поршня (1) и (2) жестко соединены между собой с помощью штока. Если на площадь A_1 действует давление p_1 , то на поршне (1) появляется сила F_1 которая через шток передается на площадь A_2 поршня (2) и создает там давление p_2 .

Если не учитывать силы трения, действительны следующие соотношения:

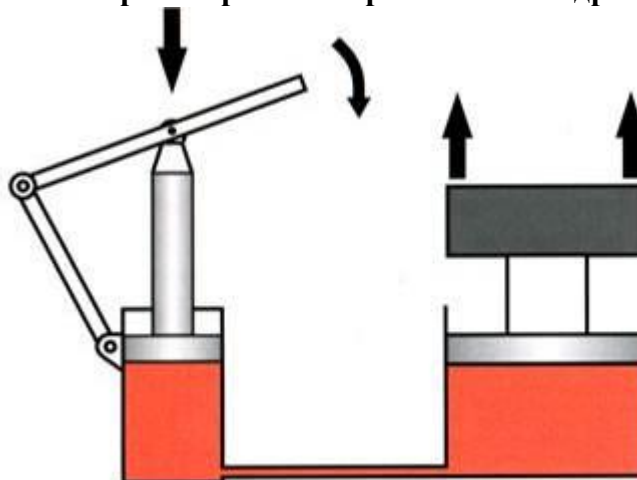
$$F_1 = F_2 \text{ и } p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2$$

Поскольку $p_1 \cdot A_1 = F_1$ и $p_2 \cdot A_2 = F_2$, получаем:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

16)

Для подобных устройств давления обратно пропорциональны площадям.

Проектирование простейшего гидропривода*Рис 5. Принцип работы гидропривода*

На поршень ручного насоса воздействует сила (Рис 5). В результате действия этой силы на площадь поршня возникает давление ($p = F/A$).

Чем сильнее давят на поршень, тем выше становится давление.

Однако давление повышается только до того уровня, при котором оно способно преодолеть сопротивление нагрузки с учетом рабочей площади **гидроцилиндра** ($F = p \cdot A$).

После этого давление более не повышается при остающейся постоянной нагрузке. Оно становится равным в конце концов сопротивлению, которое противодействует течению жидкости.

Установленный на поршень груз начнет подниматься, если суметь подвести необходимое для этого давление. Скорость подъема при этом зависит от величины объемного потока, подводимого к **гидроцилиндру**. Возвращаясь к Рис, можно заметить, что чем быстрее поршень ручного насоса движется вниз, тем больше жидкости подводится к гидроцилиндру за единицу времени, и тем быстрее будет подниматься груз.

В качестве второго примера рассмотрим еще один простейший **гидропривод**.

При этом шаг за шагом вводятся дополнительные устройства, которые:

- управляют изменением направления движения (гидрораспределитель),
- воздействуют на скорость движения гидроцилиндра (дроссель),
- ограничивают нагрузку на гидроцилиндре (предохранительный клапан),
- предотвращают движение нагруженного гидроцилиндра в обратном направлении при отключении насоса (обратный клапан).

Гидроцилиндр (5) нагружен силой F и должен обеспечить движение в обе стороны. В отличие от Рис насос (1) приводится здесь во вращение с помощью мотора (электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания).

Основы конструкции, показанной на Рис 5, отображены на принципиальной схеме Рис. 6

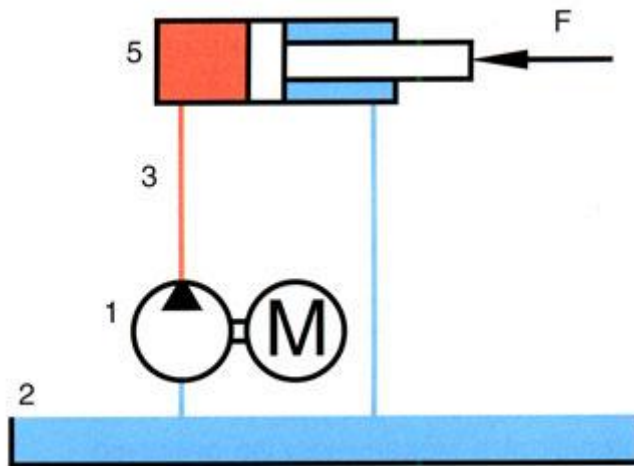


Рис 6

Гидравлический насос (1), приводимый во вращение мотором M , всасывает жидкость из бака (2) и подает ее в трубопроводы (3) **гидропривода** вплоть до **гидроцилиндра** (5). Пока жидкость не встречает сопротивления, она только проталкивается через трубопровод.

Нагруженный силой F **гидроцилиндр** (5), установленный на конце трубопровода, представляет для жидкости препятствие, которое оказывает сопротивление. В результате давление возрастает до тех пор, пока препятствие не будет преодолено, т.е. пока поршень гидроцилиндра не начнет двигаться.

Однако, если выключить мотор, сила F будет вдвигать поршень **гидроцилиндра** в исходное положение (шток втягивается), а насос (1) будет работать в режиме **гидромотора**.

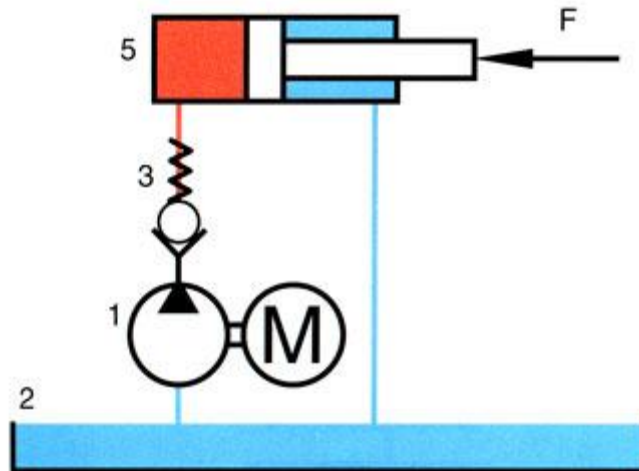


Рис 7

Путем установки обратного клапана (3) в напорной линии насоса (1) исключается возможность слива жидкости из **гидроцилиндра** (5) и, следовательно, предотвращается обратное движение штока (см. Рис. 7).

После внесения дополнений в конструкцию **гидропривода** мы можем удерживать **гидроцилиндр** (5) в любом нужном положении за счет выключения мотора.

Если поршень полностью выдвигается, т.е. упирается в крышку **гидроцилиндра**, давление возрастает до тех пор, пока не произойдет разрушение **гидропривода**.

Эта опасность исключается предохранительным клапаном (4), показанным на Рис. 8.

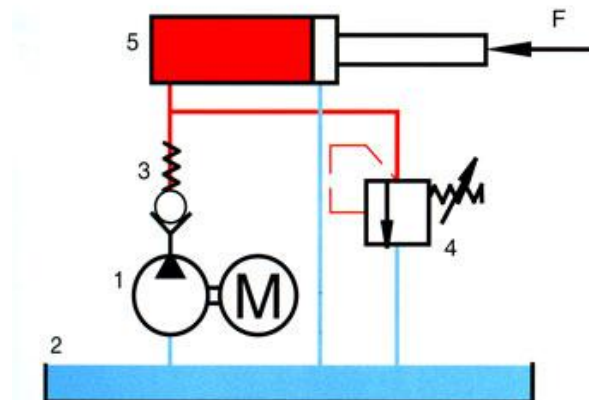


Рис 8

Чтобы защитить **гидропривод** от чрезмерного нарастания давления (от перегрузки), необходимо ограничить максимально допустимое давление с помощью предохранительного клапана.

В предохранительном клапане механическая сила пружины воздействует на конус, прижатый к седлу. Имеющееся в трубопроводе давление $F = p \cdot A$ действует на конус, стремясь оторвать его от седла. Если сила от давления превышает усилие пружины, конус отходит от поверхности седла.

Далее давление уже не возрастает, а объемный расход, подаваемый насосом (7), сливается в резервуар (2) через предохранительный клапан (4).

Таким образом, наш **гидропривод** уже способен полностью выдвигать шток **гидроцилиндра**. За счет установки гидрораспределителя (6) можно обеспечить реверс движения **гидроцилиндра**, т.е. возможность обратного втягивания штока.

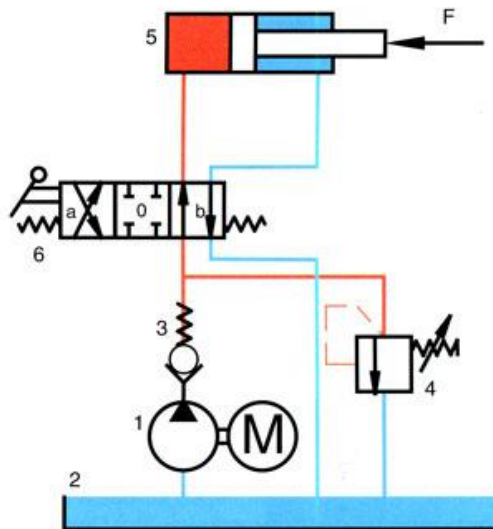


Рис 9

На Рис. 9 показан гидрораспределитель (6) в позиции *b*. В этом положении не получилось нового качества по сравнению с Рис. Мысленно переключим гидрораспределитель (6) в каждое из его трех возможных положений (позиций). Для этого сместим вправо в зону гидролиний подвода квадратики *0* или *a*:

- позиция *a*: шток **гидроцилиндра** втягивается
- позиция *0*: все линии заперты, и шток гидроцилиндра неподвижен
- позиция *b*: шток гидроцилиндра выдвигается.

Чтобы иметь возможность изменения скорости перемещения поршня в **гидроцилиндре** (5), необходимо изменять величину подаваемого в **гидроцилиндр** объемного потока (расхода) жидкости. Для этой цели устанавливается дроссель (7), как это показано на Рис.10

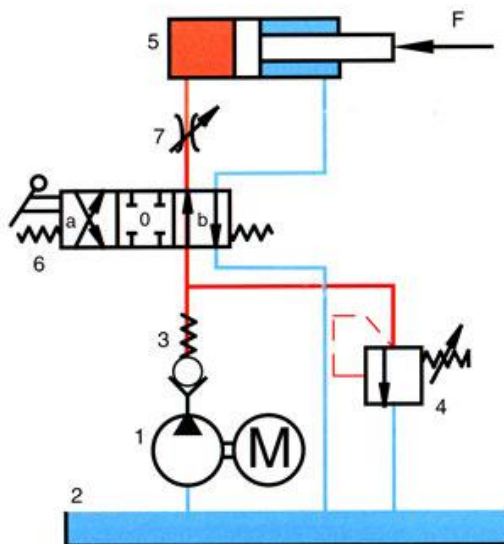


Рис 10

С помощью дросселя (7) можно изменять проходное сечение трубопровода, через который рабочая жидкость подводится в **гидроцилиндр**. При уменьшении проходного сечения меньше жидкости поступает в **гидроцилиндр** (5) в единицу времени. В результате, поршень **гидроцилиндра** начинает перемещаться медленнее. При этом оставшаяся часть подаваемой насосом жидкости сливается в бак (2) через предохранительный клапан (4).

При выдвижении штока **гидроцилиндра** в **гидроприводе** действуют следующие давления

- между насосом (1) и дросселем (7) - давление, на которое настроен предохранительный клапан (4);

- между дросселем (7) и **гидроцилиндром** (5) - давление, соответствующее нагрузке F .

На гидравлической схеме гидропривода гидрораспределители всегда показываются в их исходном положении.

Законченная конструкция **гидропривода**, осуществляющего движение нагруженного силой F **гидроцилиндра** (5) в обе стороны, схематически показана на Рис 11

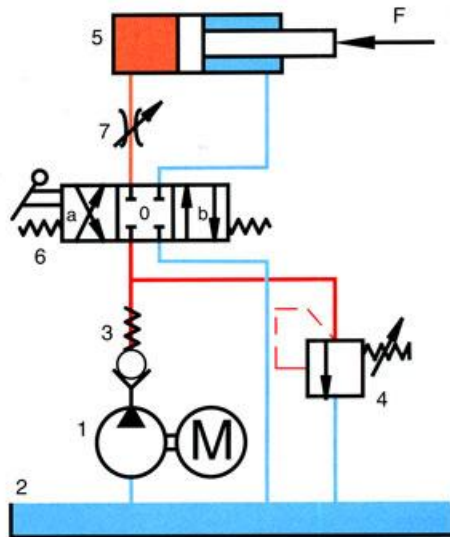


Рис. 11 Схематическое изображение гидропривода в соответствии со стандартом DIN ISO 1219.

1. Задание

1. Решить задачи:

Какой выигрыш в силе можно получить на гидравлических машинах, у которых площади поперечных сечений поршней относятся как:

- а) 1:10;
- б) 2:50;
- в) 1:100;

Площадь меньшего поршня гидравлического пресса 10 см^2 . На него действует сила 200 Н. Площадь большего поршня 200 см^2 . Какая сила действует на больший поршень?

Поршень гидравлического пресса площадью 180 см^2 действует силой 18 кН. Площадь малого поршня 4 см^2 . С какой силой действует меньший поршень на масло в прессе?

Какой выигрыш в силе дает гидравлический пресс, имеющий поршни площадью поперечного сечения 2 и 400 см^2 ? Масло нагнетается с помощью рычага, плечи которого равны 10 и 50 см. (Трением, весом поршней и рычага пренебречь.)

2. Подобрать реальные механизмы с гидравлическим приводом. Разобраться с принципом работы. Составить расчетную схему. Выполнить технический рисунок.

Контрольные вопросы

1. Какие параметры влияют на выбор привода?

2. Главные элементы гидропривода?
3. Виды гидродвигателей?
4. Типы гидроприводов?
5. Как преобразуется энергия в гидроприводах?
6. Как определить силу развиваемую гидроцилиндром, если известно рабочее давление и диаметр поршня?

Пневматический принцип работы машин

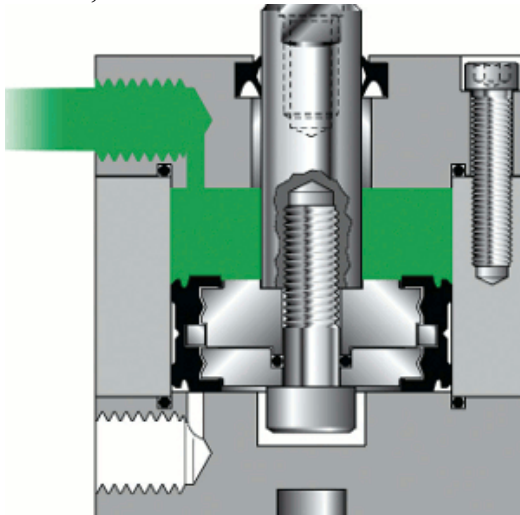
По принципу действия пневмоцилиндры разделяют на две группы:

- **одностороннего действия** -, - **двухстороннего действия** -

Цилиндры одностороннего действия используют одно срединение для подачи давления и возвратную пружину. Различают цилиндры одностороннего действия с фронтальной возвратной пружиной и задней возвратной пружиной.

Односторонний цилиндр с фронтальной пружиной в состоянии 1 при отсутствии подачи давления. При подаче давления воздух давит на поверхность поршня и преодолевая силу сопротивления пружины переводит цилиндр в состояние 2. при сбросе давления с цилиндра он переходит в состояние 1 благодаря усилию возвратной пружины

Поведение одностороннего цилиндра с задней пружиной аналогично цилиндру с фронтальной, только состояния 1 и 2 меняются местами.



Цилиндры двухстороннего действия используют два соединения для подачи давления.

Цилиндр двухстороннего действия будет находится в состоянии 1, когда давление подано на верхнее соединее, а нижнее соединение связано с атмосферой.

Для перевода цилиндра в состояние 2 необходимо подать давление в нижний порт при этом верхний порт нужно соединить с атмосферой.

Преимуществом цилиндров двухстороннего действия является то, что они имеют более высокое значение максимальной нагрузки на шток при прямом ходе, чем односторонние цилиндры аналогичного размера ввиду отсутствия сопротивления пружины.

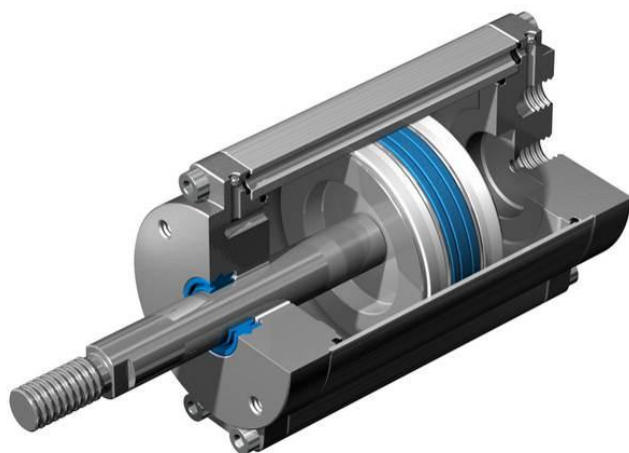
Потребление воздуха

Потребление воздуха, л/мин. пневматическим цилиндром двухстороннего действия должно рассчитываться по следующей формуле:

$$Q = \frac{\varnothing^2 \pi PCN}{2}$$

(Для цилиндров одностороннего действия $Q=Q/2$)

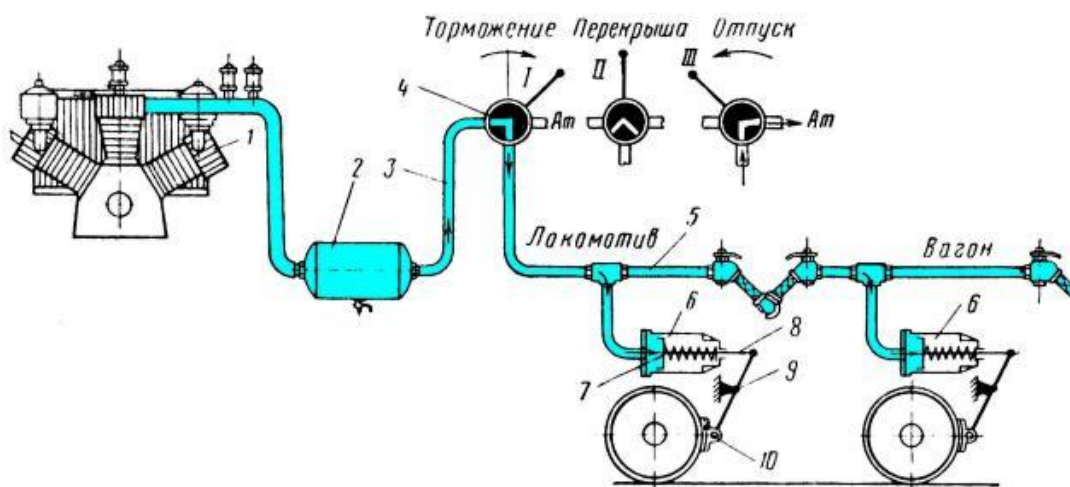
- Q — Потребление воздуха, л/мин;
- \varnothing — Диаметр цилиндра, дм;
- P — Абсолютное рабочее давление воздуха подаваемого в цилиндр, кгс/см²;
- C — Ход штока цилиндра, дм;
- N — Число изменений состояния цилиндра в минуту.



Применение пневматического привода в технике

Механизм торможения локомотива

Компрессор 1 нагнетает в главный резервуар 2 сжатый воздух, который по питательной магистрали 3 поступает к крану машиниста 4. Кран машиниста условно изображен в виде переключательной пробки, в которой высверлен прямоугольный канал. При постановке ручки крана машиниста в положение отпуска III тормозная магистраль 5 с соединительными рукавами, концевыми кранами и тормозные цилиндры 6 сообщаются с атмосферой Ат. Рычажная передача 9 при этом удерживает башмаки с колодками 10 на определенном расстоянии от поверхности катания колес.



Прямодействующий неавтоматический тормоз

При переводе ручки крана в положение торможения I сжатый воздух из главного резервуара 2 по питательной магистрали 3 через кран машиниста 4, тормозную магистраль 5 поступает в цилиндр 6, передвигая поршень 7 со штоком 8 и связанную с ним рычажную передачу 9 и прижимая колодки к колесам.

Перемещение ручки крана в положение перекрыши II приводит к отключению главного резервуара от магистрали 5 и цилиндра 6. Вся система остается в заторможенном состоянии, причем утечки воздуха из тормозного цилиндра не восполняются.

Этот тормоз называется неавтоматическим потому, что при разрыве поезда (разъединении рукавов) торможения не происходит, сжатый воздух уходит из системы в атмосферу. Тормоз является прямодействующим и неистощимым, так как торможение происходит за счет подачи сжатого воздуха непосредственно из главного резервуара и имеется возможность восполнить утечки воздуха из цилиндров.

Пневматическая подвеска автомобиля

Пневматическая подвеска (обиходное название – **пневмоподвеска**) – вид подвески, обеспечивающий регулирование уровня кузова относительно дороги за счет применения пневматических упругих элементов. В настоящее время пневматическая подвеска устанавливается в качестве опции на некоторых моделях автомобилей бизнес-класса и больших внедорожниках (например, **Volkswagen Touareg**, **Audi Q7**). По своей сути пневмоподвеска не является отдельным видом подвески автомобиля, т.к. может быть реализована со многими конструкциями подвесок (**МакФерсон**, **многорычажная подвеска** и др.).

Основными преимуществами пневматической подвески являются комфортабельность, геометрическая проходимость и безопасность автомобиля. Пневмоподвеска, как правило, применяется в комбинации с автоматически регулируемым амортизаторами. Такая конструкция называется **адаптивная пневмоподвеска**.

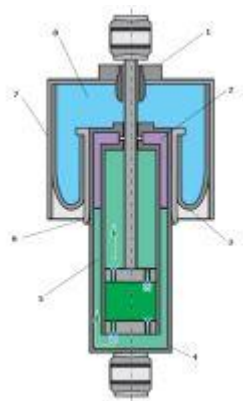
Пневматическая подвеска имеет следующее общее **устройство**:

- пневматические упругие элементы на каждое колесо;
- модуль подачи воздуха;
- ресивер;
- регулируемые амортизаторы (в адаптивной подвеске);
- система управления.

Пневматический упругий элемент выполняет основную функцию подвески – поддержание определенного уровня кузова автомобиля. Это достигается путем изменения давления и соответствующего ему объема воздуха в упругих элементах.

Схема пневматического упругого элемента

Пневматический упругий элемент состоит из корпуса с направляющей, манжеты и поршня. Конструктивно пневматический упругий элемент может изготавливаться со встроенным амортизатором или устанавливаться отдельно. Упругий элемент, объединенный с амортизатором, имеет название **пневматическая стойка** (по аналогии с амортизаторной стойкой подвески МакФерсон).



Манжета пневматического упругого элемента изготавливается из прочного многослойного **эластомера**. В некоторых конструкциях упругих элементов применяются дополнительные пневмоаккумуляторы. Для поддержания давления при утечке воздуха в упругом элементе может устанавливаться **клапан остаточного давления**.

Модуль подачи воздуха служит для питания упругих элементов воздухом. Он включает:

- электродвигатель;
- компрессор;
- осушитель воздуха.

Конструктивно в модуль включен блок электромагнитных клапанов системы управления подвеской.

Ресивер представляет собой резервуар для воздуха и обеспечивает регулирование дорожного просвета при движении на небольшой скорости без включения компрессора, а также корректировку положения кузова на стоянке.

Регулирование уровня кузова относительно дороги осуществляется с помощью **электронной системы управления**, которая включает входные датчики, блок управления и исполнительные устройства.

С помощью **клавиши** осуществляется ручное регулирование уровня кузова. Датчики обеспечивают автоматическое регулирование пневмоподвески.

Блок управления преобразует электрические сигналы входных датчиков в управляющие воздействия на исполнительные устройства. В своей работе блок управления взаимодействует с блоками **системы управления двигателем**, **системы курсовой устойчивости**.

В системе управления пневматической подвески используются следующие **исполнительные устройства**:

- клапаны пневматических упругих элементов (*создание давления*);
- выпускной клапан (*сброс давления*);
- клапан ресивера (*поддержание давления*);
- реле включения компрессора.

Конструктивно все клапаны сосредоточены в **блоке электромагнитных клапанов**, расположенном в модуле подачи воздуха.

Принцип работы пневматической подвески

В пневматической подвеске реализовано, как правило, три алгоритма управления:

- автоматическое поддержание уровня кузова;
- принудительное изменение уровня кузова;
- автоматическое изменение уровня кузова в зависимости от скорости движения.

Автоматическое поддержание определенного уровня кузова в пневматической подвеске осуществляется независимо от степени загруженности автомобиля. Датчики уровня кузова постоянно измеряют расстояние от колес до кузова. Результаты измерений сравниваются с заданной величиной. При расхождении показаний электронный блок управления задействует необходимые исполнительные устройства: клапаны упругих элементов для подъема, выпускной клапан для опускания подвески.

В работе пневматической подвески предусмотрено обычно три уровня кузова относительно дороги:

- номинальный;
- повышенный;
- пониженный.

Уровни кузова устанавливаются водителем с помощью регулировочной клавиши. В конструкции пневмоподвески больших внедорожников предусмотрен дополнительный уровень для посадки пассажиров и погрузки вещей, который реализуется на неподвижном автомобиле.

Автоматическое изменение уровня кузова в зависимости от скорости обеспечивает устойчивость автомобиля в движении. При увеличении скорости программа управления подвеской переводит уровень кузова последовательно от повышенного к номинальному и далее, с ростом скорости, к пониженному. При снижении скорости система переводит положение кузова из пониженного в номинальное.

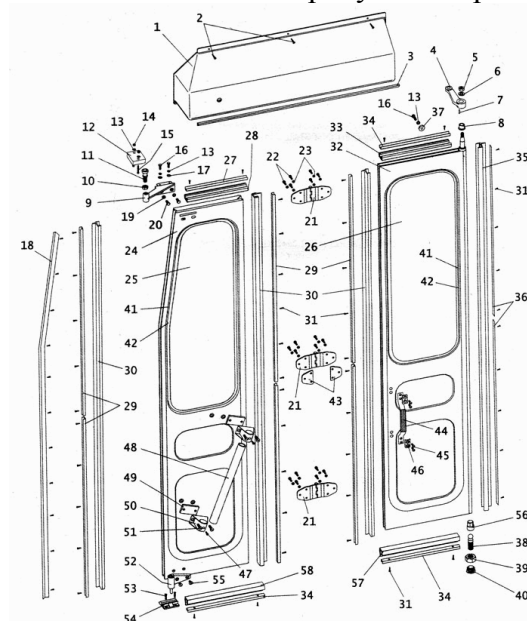
Применение регулируемых амортизаторов значительно расширяет характеристики пневматической подвески.



Задание

Используя взрыв схему и наименование деталей устройства механизма открывания двери:

1. Изучить и описать принцип работы;
2. Изобразить схему открывания (в открытом, промежуточном и закрытом положениях);
3. Выполнить технический рисунок дверного проема.



Дверь пассажирская двустворчатая ПАЗ 4230

1. Кожух направляющей ролика передней двери

2. Винт 4x18 ОСТ37.001.186-81
3. Уплотнитель проема пассажирской двери (ПР-083)
4. Рычаг механизма открывания передней двери
5. Гайка М14х1,5-6Н ОСТ37.001.124-93
6. Шайба 14.ОТ ОСТ37.001.115-75
7. Шпонка
8. Втулка оси
9. Кронштейн оси направляющего ролика
9. Кронштейн оси направляющего ролика
10. Гайка М16х1,5-6Н ОСТ37.001.124-93
11. Ролик направляющий с осью в сборе
12. Упор направляющего ролика двери
13. Шайба 6 ОСТ37.001.144-96
13. Шайба 6 ОСТ37.001.144-96
13. Шайба 6 ОСТ37.001.144-96
14. Гайка М6-6Н ОСТ37.001.124-93
15. Винт М6-6gx35 ОСТ37.001.125-81
16. Винт М6-6gx14 ОСТ37.001.130-81
16. Винт М6-6gx14 ОСТ37.001.130-81
17. Шайба 6Л ОСТ37.001.115-75
18. Накладка стойки передней двери
19. Шайба 8Т ОСТ37.001.115-75
20. Болт М8-6gx25 ОСТ37.001.123-96
21. Петля пассажирской двери наружная в сборе
21. Петля пассажирской двери наружная в сборе
21. Петля пассажирской двери наружная в сборе
22. Болт М6-6gx20 ОСТ37.001.123-96
23. Шайба 6Т ОСТ37.001.115-75
24. Створка задней двери ведомая в сборе
24. Створка передней двери ведомая в сборе
25. Стекло передней пассажирской двери
26. Стекло пассажирской двери
27. Профиль крепления уплотнителя ведомой створки горизонтальный верхний
28. Уплотнитель ведомой створки верхний (ПР-265)
29. Профиль крепления уплотнителя

- 29. Профиль крепления уплотнителя
- 30. Уплотнитель пассажирской двери вертикальный (ПР-261)
- 30. Уплотнитель пассажирской двери вертикальный (ПР-261)
- 31. Винт 4x12 ОСТ37.001.188-81
- 31. Винт 4x12 ОСТ37.001.188-81
- 31. Винт 4x12 ОСТ37.001.188-81
- 32. Створка задней двери ведущая в сборе
- 32. Створка передней двери ведущая в сборе
- 33. Уплотнитель ведущей створки верхний (ПР-265)
- 34. Профиль крепления уплотнителя горизонтальный
- 34. Профиль крепления уплотнителя горизонтальный
- 34. Профиль крепления уплотнителя горизонтальный
- 35. Уплотнитель ведущей створки вертикальный (ПР-263)
- 36. Пластина
- 37. Буфер пассажирской двери
- 38. Опора пассажирской двери нижняя
- 39. Гайка М20х1,5-6Н ОСТ37.001.124-93
- 40. Пробка
- 41. Уплотнитель стекла (ПР-004)
- 41. Уплотнитель стекла (ПР-004)
- 42. Замок уплотнителя стекла (ПР-028)
- 42. Замок уплотнителя стекла (ПР-028)
- 43. Прокладка петли
- 44. Аварийная ручка двери
- 45. Винт М6-6gx14 ОСТ37.001.126-81
- 46. Наконечник ручки
- 47. Винт 4x18 ОСТ37.001.186-81
- 48. Поручень люка в сборе
- 49. Пластина кронштейна поручня
- 50. Кронштейн поручня люка
- 51. Винт М6-6gx18 ОСТ37.001.125-81
- 52. Фиксатор в сборе
- 53. Винт М6-6gx18 ОСТ37.001.127-81
- 54. Упор створки пассажирской двери
- 55. Винт крепления фиксатора М8-6gx18 1

- 56. Втулка опоры
- 57. Уплотнитель ведущей створки нижний (ПР-261)
- 58. Уплотнитель ведомой створки нижний (ПР-261)



Контрольные вопросы

1. Каким образом происходит передача движения в пневмоприводе?
2. Дайте определение понятию «пневмопривод»?
3. Перечислите основные элементы пневматических систем?
4. Опишите работу пневмоцилиндра.
5. Как классифицируют пневмоцилиндры по принципу действия.

Электропривод

Механические характеристики двигателя и рабочего механизма

Назначение электропривода - создавать движение рабочих машин и управлять этим движением. Переменными величинами, характеризующими движение, являются:

Изменение величин, характеризующих движение рабочих органов машины, происходит при воздействии на их кинематическую цепь (механическую часть) сил F . Для вращательного движения физическим аналогом силы является момент M . Момент создается силой, приложенной к плечу (плечо - кратчайшее расстояние от оси вращения до линии действия силы), например, к радиусу барабана грузоподъемной лебедки (рис.а); или парой сил, возникающих в электродвигателях вращательного движения $M = FR$.

Поступательное движение			Вращательное движение		
Величина	Обозначение	Размерность	Величина	Обозначение	Размерность
Путь	S	м	Угол поворота	φ	радиан
Скорость	$v = \frac{dS}{dt}$	м/с	Угловая скорость (частота вращения)	$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$	рад/с; 1/с
Ускорение	$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2S}{dt^2}$	м/с ²	Угловое ускорение	$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$	рад/с ² ; 1/с ²
Сила	F	Н	Момент	M	Н.м
Масса	m	кг	Момент инерции	J	кг м ²

Электрический двигатель вращательного движения является источником момента.

Знаки моментов, прикладываемых к механической части электропривода, нужно соотносить со знаком скорости вращения. Одно из направлений вращения вала двигателя (по часовой стрелке «вперед» или против часовой стрелки «назад») условно принимают за положительное направление; противоположное направление - за отрицательное. Соответственно, скорость движения в направлении «вперед» будет иметь знак (+), а скорость движения в направлении «назад» - знак (-). Также поступают при определении знака скорости линейного движения, например линейного двигателя.

Момент, развиваемый электродвигателем, может быть положительным, когда двигатель при вращении в положительном направлении работает в двигательном режиме, преобразуя электрическую энергию в механическую, или отрицательным, тормозным (-M), когда двигатель работает в генераторном режиме, преобразуя механическую энергию в электрическую. При изменении направления вращения знаки моментов изменяются на противоположные. Момент двигателя зависит от его скорости

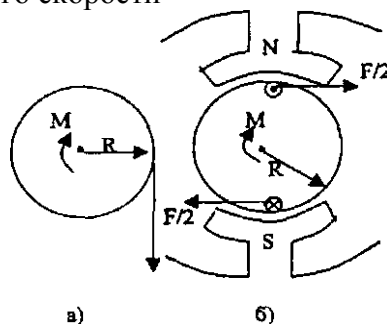


Рис. 1. Двигательный и тормозной режимы работы электродвигателя

Любая электрическая машина, как электромеханический преобразователь энергии (ЭМС), может работать в двух режимах: двигательном, преобразуя подводимую электрическую энергию в механическую, или в тормозном (генераторном) режиме, преобразуя подводимую механическую энергию в электрическую. В двигательном режиме (см. рис. 1, а) электрическая энергия, потребляемая из сети $P_{\text{отр}}$, за вычетом потерь AP в силовом канале электропривода преобразуется в механическую и передается рабочему органу машины РО.

Тормозные режимы по своим энергетическим характеристикам могут быть различными.

Режим рекуперативного генераторного торможения; в этом режиме (рис.1.б) кинетическая энергия, запасенная в движущихся элементах механической системы, или потенциальная энергия, отбираемая от рабочего органа (например, в режиме спуска груза), поступает на вал электродвигателя и преобразуется им, как генератором, в электрическую энергию, которая за вычетом потерь в электрической машине и преобразователе отдается в питающую сеть; в этом режиме электродвигатель работает как генератор параллельно с питающей сетью. Такой режим торможения энергетически является наиболее выгодным, т.к. энергия торможения используется полезно.

Режим динамического торможения; в этом режиме двигатель отключается от сети и работает как автономный генератор, нагруженный на сопротивление; энергия торможения (см. рис.2,в), поступающая на вал электродвигателя, преобразуется в электрическую и вся расходуется на потери в электрической машине и (в случае необходимости) во включенных в цепи обмоток машины сопротивлениях.

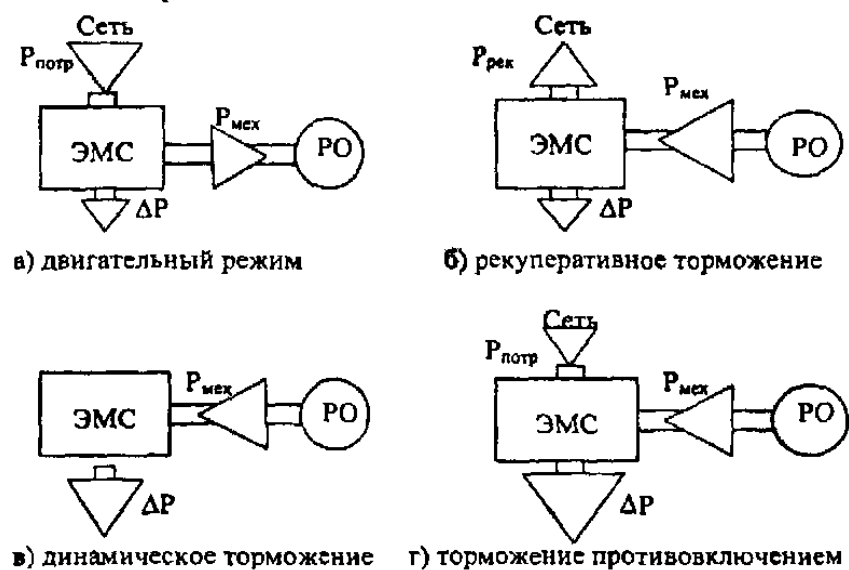


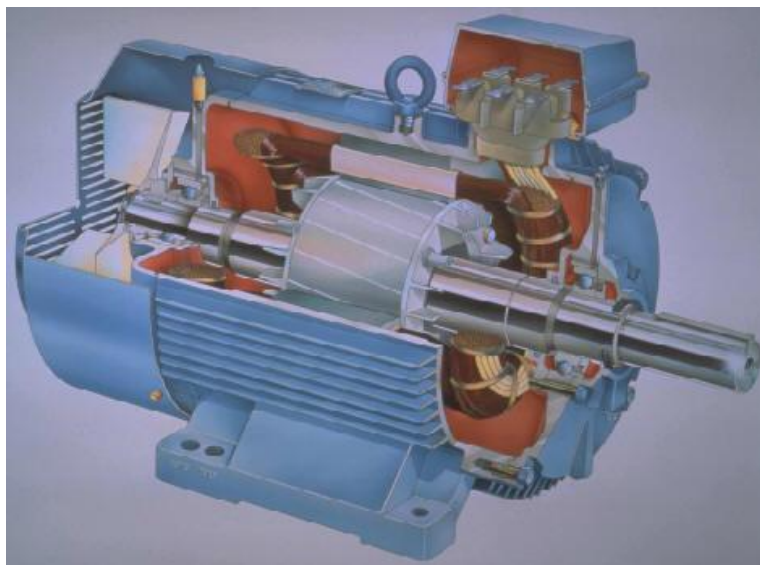
Рис.2. Энергетические диаграммы режимов работы электропривода

Режим противотока; в этом случае двигатель, вращающийся в одном направлении, с целью торможения включается в другом направлении; двигатель при этом потребляет электрическую энергию из сети и механическую энергию торможения, поступающую на вал электродвигателя (см. рис.2,г). Суммарная энергия расходуется на потери в электродвигателе и в сопротивлениях, включенных в цепи обмоток машины; этот режим характеризуется большими потерями энергии.

Общие сведения о нерегулируемом электроприводе

Под нерегулируемым будем понимать электропривод, работающий с постоянной (или изменяющейся в незначительных пределах) скоростью вращения. К нерегулируемым приводам будем также относить электроприводы с многоскоростными асинхронными двигателями и с асинхронными фазными двигателями с релейно-контакторным управлением.

Наиболее распространенными типами нерегулируемых электроприводов являются электроприводы с короткозамкнутыми (к.з.) асинхронными двигателями, с асинхронными двигателями с фазным ротором, а также электроприводы на базе синхронных двигателей.



Для нерегулируемых электроприводов характерно непосредственное включение электродвигателя в питающую сеть без промежуточных преобразователей электрической энергии (преобразователей частоты и регуляторов напряжения). Для нерегулируемых асинхронных короткозамкнутых электродвигателей обычно используются следующие функции управления: включение и отключение двигателя, реверсирование направления вращения, иногда электрическое торможение двигателя. Для приводов с синхронными двигателями кроме указанных функций необходимо также регулирование тока возбуждения. При использовании асинхронных двигателей с фазным ротором для обеспечения плавности пуска и снижения пусковых токов в цепь ротора на время пуска вводится добавочное сопротивление, величина которого ступенчато уменьшается по мере разгона двигателя.

Электропривод с шаговым двигателем

Исполнительные органы некоторых рабочих машин и механизмов должны совершать строго дозированные перемещения с фиксацией своего положения в конце движения. Типичными примерами таких механизмов являются механизмы подачи некоторых металлорежущих станков, сборочных агрегатов, манипуляторов и других машин. Для привода подобных машин используются шаговые электродвигатели. Особенностью таких двигателей является то, что их движение (угол поворота для двигателей вращательного движения или перемещение для двигателей поступательного движения) носит не непрерывный, а дискретный характер - шагами. Электропривод с такими двигателями часто называют дискретным электроприводом.

Широкое применение дискретного электропривода определяется тем, что по принципу своей работы он естественным образом сочетается с цифровыми системами управления: микропроцессорами и устройствами числового программного управления, которые все шире применяются во всех областях техники. Шаговые двигатели выпускаются промышленностью мощностью от нескольких ватт до нескольких киловатт. Двигатели характеризуются развиваемым моментом (усилием) и величиной шага (дискреты). Чем меньше величина шага, тем с большей точностью осуществляется перемещение рабочего органа машины.

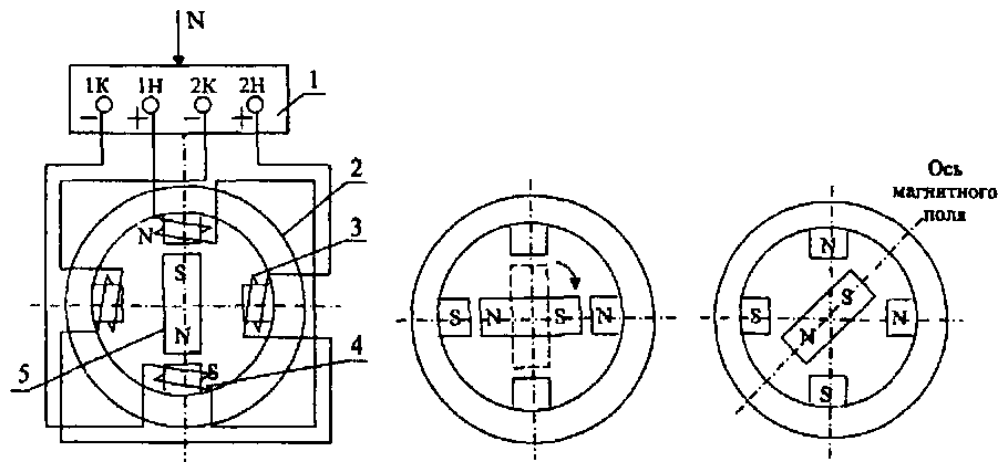
На роторе располагается постоянный магнит (активный ротор). Питание обмоток осуществляется импульсами напряжения, поступающими с устройства управления, которое преобразует последовательность управляющих импульсов, равную заданному числу шагов, в многоканальную последовательность импульсов, где число каналов равно числу фаз двигателя.

Электропривод с линейными двигателями

подавляющее большинство электродвигателей является электродвигателями вращательного движения. В то же время многие рабочие органы производственных машин должны по технологии своей работы осуществлять поступательное (например, конвейеры, транспортеры и др.) или возвратно-поступательное движение (механизмы подачи станков, манипуляторы, поршневые и другие машины). Преобразование вращательного движения в поступательное осуществляется посредством специальных кинематических звеньев: винт-гайка, шарико-винтовая передача, шестерня-зубчатая рейка, кривошипно-шатунная передача и другие.

Естественным для конструкторов рабочих машин является желание использовать для привода рабочих органов, совершающих поступательное и возвратно-поступательное движение, двигатели, ротор которых движется линейно.

Рис. 3. Упрощенная схема шагового двигателя с активным ротором



В настоящее время получают развитие электроприводы, использующие линейные асинхронные, вентильные и шаговые двигатели. Принципиально

Принцип действия шагового двигателя рассмотрим на примере простейшей схемы двухфазного двигателя с активным ротором (рис. 1.6). Такой шаговый двигатель имеет на статоре две пары явно выраженных полюсов, линейный двигатель любого типа может быть образован из двигателя вращательного движения путем линейной развертки цилиндрического статора в плоскость.

Представление об устройстве линейного асинхронного двигателя можно получить, если развернуть статор асинхронного двигателя в плоскость. При этом вектор намагничивающих сил статора будет линейно перемещаться вдоль развертки статора, т.е. при этом образуется не вращающееся (как в обычных двигателях), а бегущее электромагнитное поле статора. В качестве вторичного элемента может использоваться ферромагнитная полоса, располагаемая с небольшим воздушным зазором вдоль развертки статора. Эта полоса играет роль короткозамкнутого ротора. Вторичный элемент увлекается движущимся полем статора и линейно перемещается со скоростью, меньшей скорости движения поля статора на величину линейного абсолютного скольжения.

Линейная скорость бегущего электромагнитного поля будет $V_0 = 3\tau \cdot \omega$, м/с, где τ , м — полюсное деление — расстояние между соседними полюсами линейного асинхронного двигателя.

Скорость вторичного элемента $V = V_0(1 - S_j)$, где s , - относительное линейное скольжение.

При питании двигателя напряжением стандартной частоты получаемые скорости поля будут достаточно велики (более 3 м/с), что затрудняет использование этих двигателей для привода промышленных механизмов. Такие двигатели применяются для высокоскоростных транспортных механизмов. Для получения более низких скоростей движения и регулирования скорости линейного асинхронного двигателя его обмотки питают от преобразователя частоты.

Применяются несколько вариантов конструкций линейного асинхронного двигателя. Одна из них показана на рис.4. Здесь вторичный элемент 2, соединенный с рабочим органом, перемещается по направляющим 1 под действием бегущего электромагнитного поля, создаваемого статором 3. Такая конструкция удобна для компоновки с рабочей машиной, однако, она сопряжена со значительными потоками рассеяния поля статора, вследствие чего $\cos\varphi$ двигателя будет низким

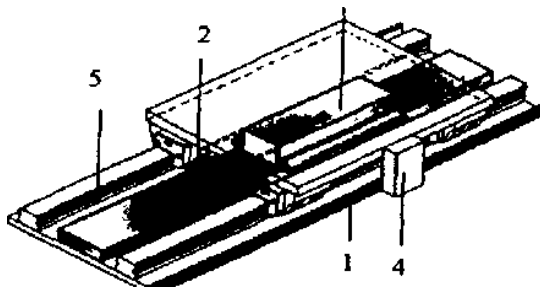


Рис. 4.

ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Расчет электропривода по заданной грузоподъемности в первом приближении начинают с определения сопротивления на валу электродвигателя.

Момент сопротивления на валу электродвигателя зависит от веса поднимаемого груза и определяется следующим выражением:

где m — грузоподъемность механизма;

D_b — диаметр грузового барабана;

i — общее передаточное число механизма;

- рабочий КПД механизма;

Момент на валу электродвигателя при опускании груза:

или частоты вращения

Мощность электродвигателя при подъеме груза:

Мощность электродвигателя при опускании груза:

По каталогу выбираем двигатель с номинальной мощностью на 10-20% превышающей расчетную, т.е. $P_{ном} = (1,1 \div 1,2) P_{рас}$

Если режим работы электродвигателя повторно-кратковременный, то расчетная мощность двигателя $P_{рас}$ выбирается в зависимости от относительной продолжительности:

Высота подъема груза — 5 м.

Высота опускания груза — 5 м.

Время застропки и расстропки груза — 90 сек.

Скорость подъема рабочего груза — 0,9 м/с.

- время цикла

100 — 100%

5 — X%

X = 5% от всего рабочего цикла

ПВ%	3	15	25	40

Здесь - мощность электродвигателя для продолжительности режима работы (= кВт). По расчетному значению мощности выбирают двигатель, номинальная мощность которого превышает расчетную на 10-20%.

Выбираем электродвигатель типа 4A180S2Y3 (с обдувом закрытого типа) с параметрами:

Число пар полюсов	2
Мощность P, кВт	22
Частота вращения n, об/мин	2900
Максимальный момент M _{макс} /M _{ном} , Нм	2,2
Минимальный момент M _{мин} /M _{ном} , Нм	1
Пусковой момент M _{пуск} /M _{ном} , Нм	1,4
Момент инерции J, кг·м ²	0,023
Режим работы (ПВ, %)	6
Напряжение U, В	220В, 380В
Частота промышленная f, Гц	50
КПД η, %	88,5
Пусковой ток при 380В I _п /I _{ном} , А	7,5
Сos φ	0,91
Критическое скольжение S _{кр} , %	12
Номинальное скольже- ние S _{ном} , %	2,3

Тип двигателя	Мощность кВт	Частота вращения об/мин	номинальная угловая скорость, 1/с
		асинхронная (номинальная)	
4A180S2Y3	22	3000	303,5

число полюсов	габаритные размеры			установочные и присоединительные размеры						
	l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_{10}	h
2	624	430	358	110	178	108	42	15	254	160

Асинхронный двигатели серии 4А предназначены для работы от сети переменного тока $f = 50$ Гц. Двигатели серии 4А маломощные, со встроенными электромагнитными тормозами, со встроенной температурной защитой.

Асинхронный двигатель серии 4А180S2У3:

4А — название серии

180 — высота оси вращения

S — размер по длине станины

2 — число пар полюсов асинхронного двигателя

У — для умеренного климата

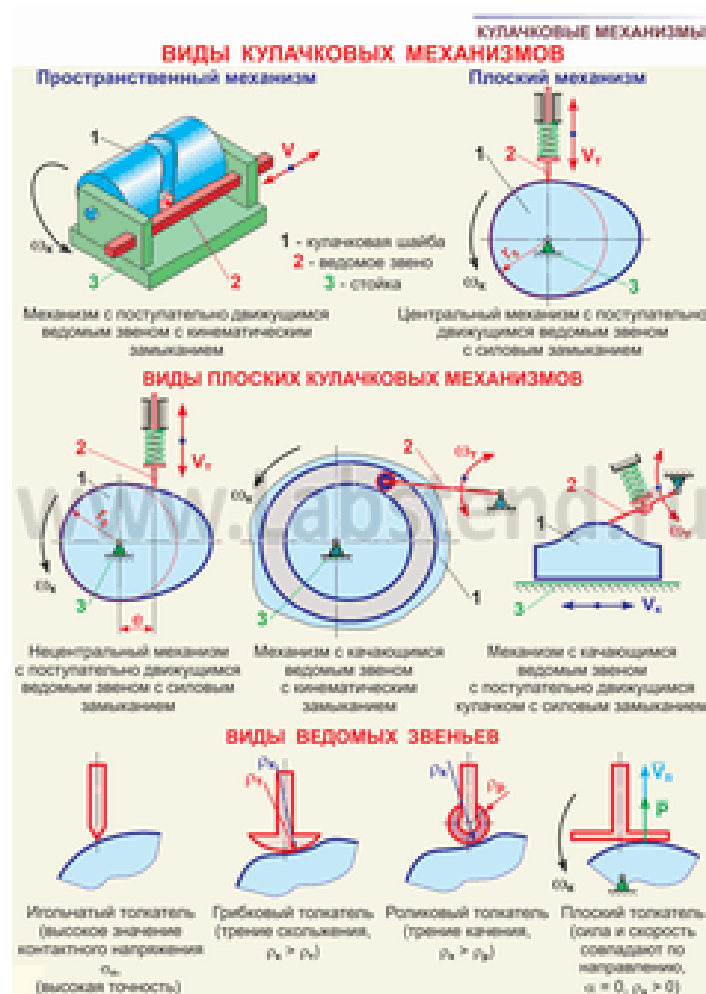
3 — категория размещения по ГОСТ 15150 - 69

Двигатель асинхронный, закрытого обдуваемого исполнения с короткозамкнутым ротором, чугунными щитами и станиной, двухполюсный, климатическое исполнение для умеренного климата. Двигатель по способу защиты от окружающей среды закрытое обдуваемое, то выбираем исполнение по способу защиты от соприкосновения инструмента IP44.

Цифра 4 защита от прикосновения пальцев человек с токоведущими и вращающимися частями и защита от попадания внутрь машины твердых инородных тел.

Цифра 4 во второй позиции означает защиту от водяных загрязнений

Кулачковые механизмы



Основные параметры кулачкового механизма

Большинство кулачковых механизмов относится к цикловым механизмам с периодом цикла равным 2π . В цикле движения толкателя в общем случае можно выделить четыре фазы: удаления, дальнего стояния (или выстоя), сближения и ближнего стояния.

В соответствии с этим, углы поворота кулачка или фазовые углы делятся на:

- угол удаления φ_y
- угол дальнего выстоя $\varphi_{дв}$
- угол сближения φ_c
- угол ближнего выстоя $\varphi_{бв}$.

Сумма трех углов образует угол $\varphi_{раб} = \delta_{раб}$, который называется рабочим углом.

$$\varphi_{раб} = \delta_{раб} = \varphi_y + \varphi_{дв} + \varphi_c.$$

Кулачок механизма характеризуется двумя профилями: центровым (или теоретическим) и конструктивным. Под конструктивным понимается наружный рабочий профиль кулачка. Теоретическим или центровым называется профиль, который в системе координат кулачка описывает центр ролика (или скругления рабочего профиля толкателя) при движении ролика по конструктивному профилю кулачка. Фазовым называется угол поворота кулачка. Профильным углом δi называется угловая координата текущей рабочей точки теоретического профиля, соответствующая текущему фазовому углу φi .

В общем случае фазовый угол не равен профильному $\varphi i \neq \delta i$.

На рис. изображена схема плоского кулачкового механизма с двумя видами выходного звена: внесосным с поступательным движением и качающимся (с возвратно-вращательным движением). На этой схеме указаны основные параметры плоских кулачковых механизмов.

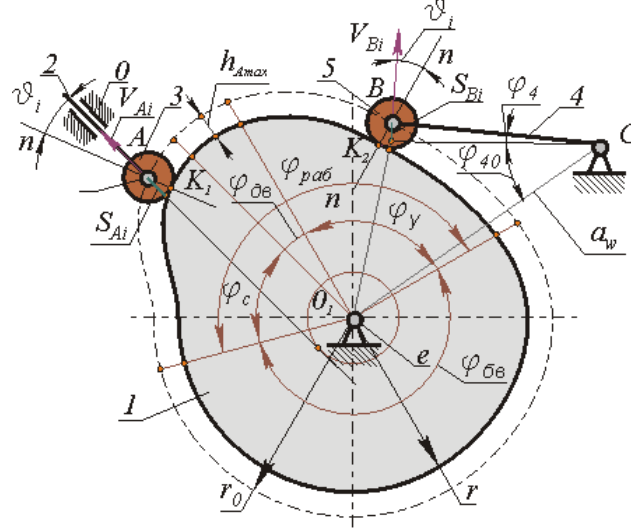


Рис. 1

На рисунке 1:

S_{Ai} и S_{Bi} - текущие значения перемещения центров роликов

φ_{40} - начальная угловая координата коромысла

φ_4 - текущее угловое перемещение коромысла

h_{Amax} - максимальное перемещение центра ролика

r_0 - радиус начальной шайбы центрального профиля кулачка

r - радиус начальной шайбы конструктивного профиля кулачка

r_p - радиус ролика (скругления рабочего участка толкателя)

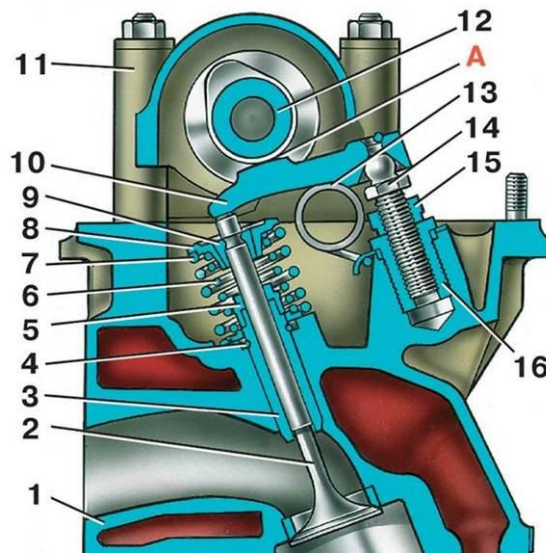
ν_i - текущее значение угла давления

a_w - межосевое (межцентровое) расстояние

e - внеосность (эксцентриситет)

Теоретический профиль кулачка обычно представляется в полярных координатах зависимостью $\rho_i = f(\varphi_i)$,

где ρ_i - радиус-вектор текущей точки теоретического или центрального профиля кулачка.



Клапанный механизм: 1 – головка блока цилиндров; 2 – клапан; 3 – направляющая втулка клапана; 4 – стопорное кольцо направляющей втулки; 5 – маслоотражательный колпачок; 6 – малая пружина клапана; 7 – большая пружина клапана; 8 – тарелка клапанных пружин; 9 – сухарь; 10 – рычаг клапана; 11 – корпус подшипников распределительного вала; 12 – распределительный вал; 13 – поджимная пружина рычага клапана; 14 – регулировочный болт; 15 – контргайка; 16 – втулка регулировочного болта

Фрикционные передачи

Геометрические параметры, кинематические и силовые соотношения во фрикционных передачах

Основные геометрические параметры фрикционной передачи:

D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого катков;

a — межосевое расстояние;

b — ширина катка;

d_1 и d_2 — диаметры валов ведущего и ведомого катков (рис.2). Методика определения диаметров катков D_1 , D_2 и их ширины, как относящихся к параметрам фрикционной передачи, рассмотрена в настоящей главе. Диаметры валов d_1 и d_2 рассчитывают по известным формулам курса «Сопротивление материалов».

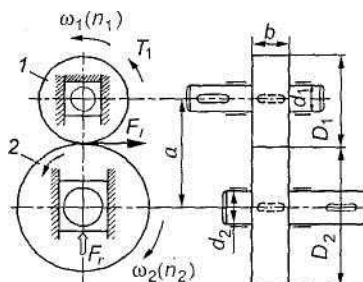


Рис.2. Геометрические параметры фрикционных передач

Передаточное число.

Если допустить, что во фрикционной передаче скольжение отсутствует, то окружные скорости катков будут равны, т. е. $v_1 = v_2$. Для передачи, показанной на рис.:

$$v_1 = \frac{\omega_1 D_1}{2}; \quad v_2 = \frac{\omega_2 D_2}{2}.$$

Приравнявая правые части равенств, получим $\frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{\omega_2 D_2}{2}$ или $\omega_1 D_1 = \omega_2 D_2$. Отсюда

$$\omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1 = u,$$

где u — передаточное число.

В действительности скольжение между катками есть, т. е. $v_1 \neq v_2$. Величина сколь-

жения оценивается коэффициентом скольжения $\varepsilon = \frac{\omega_2^T - \omega_2}{\omega_2^T}$; $\varepsilon = 0,005 \div 0,03$ (здесь ω_2^T — теоретическая угловая скорость).

Передаточное отношение фрикционной передачи с учетом скольжения

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1} \approx u. \quad (2)$$

Для передачи движения между валами с пересекающимися осями используют коническую фрикционную передачу. Угол Σ между осями валов обычно составляет 90° . В этом случае передаточное отношение без учета скольжения

$$u = \omega_1 / \omega_2 \approx d_2 / d_1 = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2.$$

КПД фрикционных передач зависит от следующих потерь:

- связанных с использованием катков, имеющих формы, не позволяющие им перекатываться один по другому без проскальзывания; это отчетливо видно, например, в передаче с клиновыми катками и лобовой передаче;

- проскальзывания, обусловленного масляной пленкой на рабочих поверхностях и т. д.;

- трения качения, вызванного деформацией поверхностей катков в зоне контакта;

- в подшипниках. Потери в подшипниках зависят от величины нагрузки на валы, которая определяется прижимным усилием F_η .

КПД фрикционной передачи определяют по формуле

$$\eta = 1 - \sum \psi, \quad (3)$$

где $\sum \psi$ — сумма относительных потерь.

Для закрытых фрикционных передач $\eta = 0,88 - 0,93$, для открытых $\eta = 0,68 - 0,86$.

Цилиндрическая фрикционная передача. Устройство, основные геометрические и силовые соотношения

Фрикционную передачу с параллельными осями валов и с рабочими поверхностями цилиндрической формы называют цилиндрической. Простейшая фрикционная передача с гладкими катками и постоянным передаточным числом.

Один вал диаметром d_x устанавливают на неподвижных подшипниках, подшипники другого вала диаметром d_2 — плавающие. Катки 1 и 2 закрепляют на валах с помощью шпонок и прижимают один к другому специальным устройством с силой F_r . Цилиндрические фрикционные передачи с гладкими катками применяют для передачи небольшой мощности (в машиностроении до 10 кВт); эти передачи находят широкое применение в приборостроении. Для одноступенчатых силовых цилиндрических фрикционных передач рекомендуется $u \leq 6$.

В некоторых случаях применяется цилиндрическая *фрикционная передача с катками клинчатой формы*.

В передачах с клинчатыми катками при данной силе F_r прижатия одного катка к другому нормальные силы между рабочими поверхностями, а следовательно, и силы трения значительно больше, чем в передачах с гладкими катками (тем больше, чем меньше угол клина).

Это позволяет снизить в передачах с клинчатыми катками силу F_r в 2—3 раза.

Число клиновых выступов для катков принимают равным $z = 3 \div 5$ (рис.3). При $z > 5$ условие равномерного прилегания всех рабочих поверхностей таких катков ухудшается.

Цилиндрические фрикционные передачи могут быть выполнены с гладкими, выпуклыми и выпукло-вогнутыми катками. Имеются и другие конструктивные разновидности фрикционных цилиндрических передач.

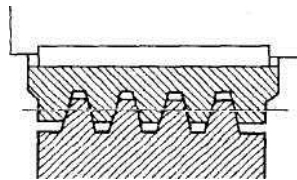
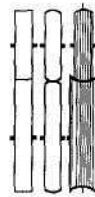


Рис.3. Катки клинчатой передачи



а) б) в)

Рис.4. Типы катков: а — гладкие катки: б — выпуклые катки: в — выпукло-вогнутые катки

Геометрические параметры передачи.

Межосевое расстояние

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1(1+u)}{2} \quad (6)$$

Диаметр ведущего катка

$$D_1 = \frac{2a}{1+u} \quad (7)$$

Диаметр ведомого катка

$$D_2 = D_1 u = \frac{2au}{1+u} \quad (8)$$

Рабочая ширина обода катка

$$b = a\psi_a \quad (9)$$

где $\psi_a = 0,2 \div 0,4$ — коэффициент ширины обода катка по межосевому расстоянию.

Для компенсации неточности монтажа на практике ширину малого катка принимают, мм:

$$b_1 = b + (5 \div 10). \quad (10)$$

Силы в передаче.

Для обеспечения работоспособности фрикционных передач необходимо прижать катки (см. рис.5) силой нажатия F_r таким образом, чтобы соблюдалось условие (1), т. е.

$$F_f = F_r f \geq F_t \quad (11)$$

где F_f — максимальная сила трения; F_t — передаваемая окружная сила; f — коэффициент трения (выбирается по табл.1). Отсюда сила нажатия $F_r > F_t / f$ или

$$F_r = \frac{K_c F_t}{f}, \quad (12)$$

где K_c — коэффициент запаса сцепления; вводится для предупреждения пробуксовки от перегрузок в период пуска передачи (для силовых передач $K_c = 1,25 \div 1,5$; для передач приборов $K_c = 3 \div 5$).

По схеме, показанной на рис.5,

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{T_1(1+u)}{a}. \quad (13)$$

Подставив формулу (13) в формулу (12), определим силу нажатия

$$F_R = \frac{K_c T_1 (1+u)}{fa}. \quad (14)$$

На практике применяют два способа прижатия катков: *постоянной силой* и *автоматическое*. Постоянная по значению прижимная сила катков допустима при передаче постоянной нагрузки. При переменной нагрузке прижатие катков должно изменяться автоматически — пропорционально изменению передаваемого вращающего момента. В этом случае снижаются потери на трение, повышается долговечность передачи.

В первом случае сила прижатия, осуществляемая обычно с помощью пружин, в процессе работы изменена быть не может; во втором случае сила прижатия изменяется с изменением нагрузки, что положительно, сказывается на качественных характеристиках передачи. Однако применение специальных нажимных устройств (например, шариковое самозатягивающее устройство) усложняет конструкцию.

Один каток к другому может быть прижат:

- предварительно затянутыми пружинами (в передачах, предназначенных для работы при небольших нагрузках);
- гидроцилиндрами (при передаче больших нагрузок);
- собственной массой машины или узла;
- через систему рычагов с помощью перечисленных выше средств;
- центробежной силой (в случае сложного движения катков в планетарных системах).

Пример 1. Определить необходимую силу прижатия катков закрытой фрикционной цилиндрической передачи. Вращающий момент на ведущем катке $T_1 = 135 \text{ Н·м}$. Материал обеих каток — сталь. Диаметр ведущего катка $D_1 = 270 \text{ мм}$.

Решение. 1. Окружная сила.

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / D_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot 135 / 270 = 1000 \text{ Н}.$$

Прижимная сила. Для закрытой передачи (при работе в масляной ванне) $f = 0,05$. По формуле (12) прижимная сила при коэффициенте запаса сцепления $K = 1,4$

$$F_r = K F_t / f = 1,4 \cdot 1000 / 0,05 = 28000 \text{ Н.}$$

В данном примере прижимная сила F_r больше окружной силы F_t в 28 раз. Большое значение прижимной силы является существенным недостатком фрикционных передач.

Вариаторы

Большинство современных рабочих машин требует регулирования скорости рабочих органов в зависимости от условий осуществления технологического процесса. Для этого машины снабжают ступенчатыми коробками передач с большим числом зубчатых пар, например, в коробке передач автомобилей их 4 - 6 пар, станков 5 - 16 лишь в механизме главного движения. Применение в машинах вариаторов (бесступенчатых передач) значительно упрощает конструкцию, позволяет установить оптимальный скоростной режим и регулировать скорость на ходу. Все это существенно повышает производительность машины, качество продукции и, кроме того, вызывает уменьшение шума и вибрации. Эти достоинства вариаторов обусловили их широкое распространение в различных областях машиностроения (в станках, в машинах пищевой и легкой промышленности, в сельскохозяйственном и дорожном машиностроении и т.д.).

Фрикционный механизм, предназначенный для бесступенчатого регулирования передаточного числа, называют фрикционным вариатором или просто вариатором.

Вариаторы можно разделить на следующие группы: *клиноременные, цепные и фрикционные.*

В данном разделе рассмотрим только фрикционные вариаторы.

Фрикционные вариаторы нашли применение в приводах с малыми габаритами — в станках и транспортных машинах. При рациональном конструировании и тщательном изготовлении они имеют наиболее высокий КПД — до 0,95. Однако надлежащее качество исполнения их возможно только на специализированных заводах.

Вариаторы разделяются на два основных типа:

а) простые, в которых изменяется только один радиус контакта, а другой остается постоянным (лобовой, конусный, дисковый);

б) сложные, в которых изменяются оба радиуса (торовый, шаровой).

Вариаторы выполняют в виде отдельных одноступенчатых механизмов с непосредственным касанием катков без промежуточного диска (см. рис.5) или с промежуточным диском (см. рис.11 и 12).

Предельные передаточные отношения вариатора, будут

$$u_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = \frac{D_2}{d_1(1-\varepsilon)} \quad \text{и} \quad u_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = \frac{d_2}{D_1(1-\varepsilon)}$$

где D_1 , d_1 и D_2 , d_2 — наибольший и наименьший диаметры ведущего и ведомого колеса; ε — коэффициент скольжения, который зависит от типа и конструкции передачи.

Основной кинематической характеристикой вариатора является *диапазон регулирования* угловой скорости (передаточного числа) ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего вала:

$$\mathcal{D} = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{D_1 D_2}{d_1 d_2}$$

Скольжение снижает угловую скорость ведомого вала, но на диапазон регулирования не влияет.

В простых вариаторах передаточное отношение:

$$u_{\max} = \frac{R_{\max}}{R_0}; \quad u_{\min} = \frac{R_{\min}}{R_0}.$$

В сложных вариаторах передаточное отношение:

$$u_{\max} = \frac{R_{\max}}{R_{\min}}; u_{\min} = \frac{R_{\min}}{R_{\max}}.$$

Диапазон регулирования:

$$D = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{\frac{R_{\max}}{R_{\min}}}{\frac{R_{\min}}{R_{\max}}} = \left(\frac{R_{\max}}{R_{\min}} \right)^2 = u^2$$

В сложных вариаторах передаточное отношение может принимать значения, равные:

$$i > 1; i < 1; i = 1.$$

Диапазон регулирования равен квадрату максимального передаточного отношения. Это значительно расширяет область применения сложных вариаторов.

Существуют вариаторы *лобовые*, *конусные*, *торовые*, *дисковые* и др. Рассмотрим некоторые из них.

Лобовые вариаторы (см. рис.10). Наиболее просты, но из-за значительной величины геометрического скольжения уступают вариаторам других конструкций по КПД и износостойкости. Диапазон регулирования $D = D_2/d_2 < 3$. Это объясняется тем, что при малых d_2 значительно возрастают скольжение, износ и падает КПД. Лобовые вариаторы нашли применение в маломощных передачах приборов.

Ведущий каток лобового вариатора 1 радиуса R_1 , устанавливается на валу на скользящей шпонке и может перемещаться вдоль оси. Ведомый каток 2 радиуса R_2 закреплен на валу неподвижно. За счет нажимного устройства создается сила трения, необходимая для работы вариатора. Бесступенчатое изменение угловой скорости в этом вариаторе достигается перемещением вдоль вала ведущего катка 1; при этом $R_1 = \text{const}$;

$R_2 \neq \text{const}$. Отсюда передаточное число

$$u \approx \frac{R_2}{R_1} \neq \text{const},$$

здесь не учитывается проскальзывание катков, поэтому равенство приближенное.

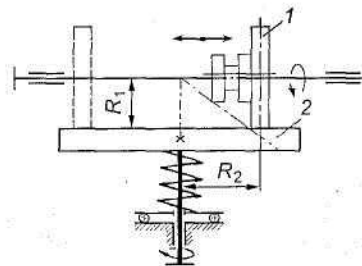


Рис.5. Лобовой вариатор: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток

Лобовой вариатор позволяет изменять направление и частоту вращения ведомого вала, останавливать его на ходу без выключения привода.

Торовые вариаторы (см. рис.11). На концы валов насажены две торовые чашки 1 и 2, выполненные по форме круглого тора. Вращение от ведущей чашки к ведомой передается промежуточными дисками 3, свободно вращающимися на осях 4. Угловая скорость ведомой чашки изменяется при одновременном повороте осей 4 вокруг шарнира 5.

При этом изменяются радиусы R_1 и R_2 чашек 1 и 2, т. е. $R_1 \neq const$; $R_2 \neq const$. Отсюда

$$u \approx \frac{R_2}{R_1} \neq const$$

Для торовых вариаторов диапазон регулирования

$$D \approx \left(\frac{R_{\max}}{R_{\min}} \right)^2$$

Такая схема вариатора характеризуется малым геометрическим скольжением, что является основным преимуществом торового вариатора, позволяющим повысить КПД до 0,95. Для прижатия тел качения применяют обычно шариковое нажимное устройство, при котором чашка 1 связана с валом при помощи двух или трех шариков, помещенных в гнезда клиновидной формы. Если вал привести во вращение, то он сместится по отношению к чашке на некоторый угол, выжмет шарики, создаст необходимую силу нажатия. Такое устройство обеспечивает величину силы нажатия в соответствии с изменением нагрузки. В СНГ торовые вариаторы нормализованы для мощностей от 1,5 до 20 кВт при D от 6,25 до 3. Материал тел качения — закаленная сталь по закаленной стали в масле или сталь по текстолиту без смазки.

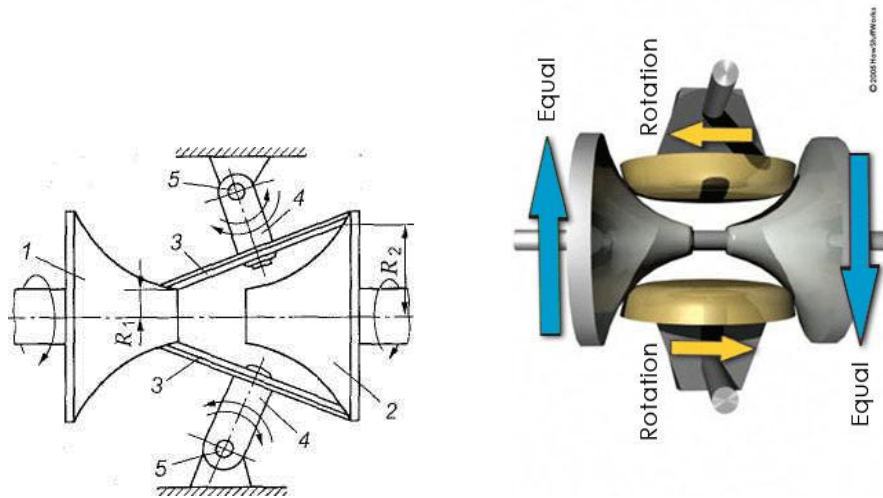


Рис.6. Торový вариатор: 1 — ведущая торовая чашка; 2 — ведомая торовая чашка; 3 — диск; 4 — оси дисков; 5 — шарниры осей

Пример 2. Определить максимальную и минимальную частоты вращения вала ведомого катка, а также силу прижатия катков к роликам торового вариатора, работающего в масляной ванне. Диапазон регулирования $D = 4$. Минимальный радиус катка $R_{1 \min} = 45$ мм, число роликов $z = 2$. Ведущий вал вариатора передает мощность $P_1 = 0,8$ кВт при частоте вращения $n_1 = 927$ мин⁻¹. Материал катков — сталь, закаливанию до твердости H=61HRC.

Решение. 1. Из формулы (32) следует

$$u_{\max} = \sqrt{D} = \sqrt{4} = 2; u_{\min} = 1/\sqrt{D} = 1/\sqrt{4} = 0,5.$$

Максимальная и минимальная частота вращения ведомого вала катка:

$$n_{2max}=n_1 u_{max}=927 \cdot 2=1854 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{2min}=n_1 u_{min}=927 \cdot 0,5=463 \text{ мин}^{-1}$$

2. Вращающий момент на ведущем катке

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \cdot 0,8 / 927 = 8,24 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Окружная сила на ведущем катке

$$F_t = 10^3 T_1 / (z R_{1min}) = 10^3 \cdot 8,24 / (2 \cdot 45) = 92 \text{ Н}.$$

4. Принимаем: $K=1,5$; для закрытой передачи $f=0,05$.

5. Сила прижатия катков к роликам

$$F_r = K F_t / f = 1,5 \cdot 92 / 0,05 = 2760 \text{ Н}.$$

Зубчатые передачи

Цилиндрические прямозубые передачи. Устройство и основные геометрические соотношения

Зубчатую передачу с параллельными осями, у колес которой поверхности по диаметру выступов цилиндрические, называют цилиндрической.

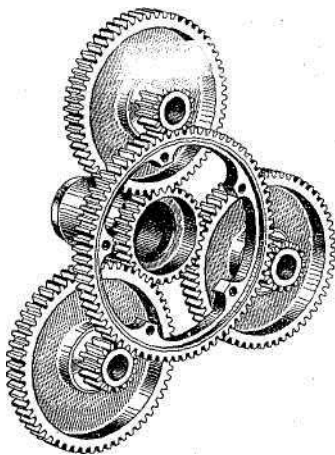
Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача состоит из двух или нескольких пар цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями. Эта передача наиболее проста в изготовлении. Применяется как в открытом, так и в закрытом исполнении.

Передаточное число u ограничивается габаритными размерами передачи. Для одной пары цилиндрических зубчатых колес $z_2 / z_1 = u \leq 12,5$.

Геометрические соотношения размеров прямозубой цилиндрической передачи с эвольвентным профилем зуба. Определим геометрические параметры прямозубой цилиндрической передачи в зависимости от модуля и числа зубьев (m и z).

Диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2h_a$;

диаметр впадин $d_f = d - 2h_f$



. Рис.1. Цилиндрическая прямозубая передача

Из равенства $\pi d = p_t z$ делительный диаметр:

$$d = \left(\frac{p_t}{\pi} \right) z \quad \text{или} \quad d = m z \quad \text{где} \quad \left(\frac{p_t}{m} = m \right).$$

Согласно стандарту высота головки зуба $h_a = m$; высота ножки зуба $h_f = 1,25m$; высота зуба $h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m$. Отсюда диаметр вершин зубьев $d_a = m z + 2m = m(z + 2)$; диаметр впадин $d_f = m z - 2,5m = m(z - 2,5)$.

Разница в высоте ножки одного колеса и высоте головки другого образует радиальный зазор

$$c = h_f - h_a = 1,25m - m = 0,25m$$

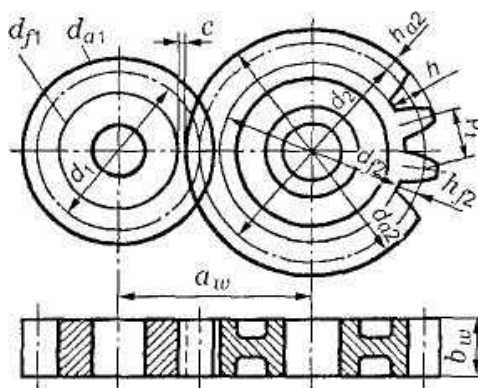


Рис.2. Основные геометрические параметры передач с эвольвентным профилем зубьев

Межосевое расстояние при $a = a_w$ (см. рис. 31) $a_w = (d_1 + d_2)/2$ или $a_w = (mz_1 + mz_2)/2$.

Приняв суммарное число зубьев $z_1 + z_2 = z_\Sigma$ найдем $a_w = (mz_\Sigma)/2$.

В прямозубой передаче ширина венца b_w равна длине зуба: $b_w = m\psi_m$, где ψ_m — коэффициент длины зуба (ширины венца) по модулю (для цилиндрических прямозубых передач); выбирается по табл. 1.

Таблица 1. Значение коэффициента ψ_m

$\psi_m = b_w / m$, не более	НВ	Характеристика конструкции
45-30 30-20	До 350 Свыше 350	Высоконагруженные точные передачи. Валы, опоры и корпуса повышенной жесткости
30-25 20-15 15-10	До 350 Свыше 350	Обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами. Передачи низкой точности с консольными валами

Таблица 2. Геометрические параметры прямозубой цилиндрической передачи

Параметр, обозначение	Расчетные формулы
Модуль m	$m = \frac{p}{\pi}; m = \frac{d}{z}; m = \frac{d}{z+2}; m = \frac{2a_w}{z_\Sigma}$
Диаметр вершин зубьев d_a	$d_a = m(z+2)$
Делительный диаметр d	$d = mz$
Диаметр впадин зубьев d_f	$d_f = m(z-2,5)$
Высота зуба h	$h = 2,25m$
Высота головки зуба h_a	$h_a = m$

Высота ножки зуба h_f	$h_f = 1,25m$
Окружная толщина зуба s_t	$s_t = \frac{\pi m}{2}$
Окружная толщина впадин зубьев e_t	$e_t = \frac{\pi m}{2}$
Радиальный зазор c	$c = 0,25m$
Межосевое расстояние a_w	$a_w = \frac{mz_{\Sigma}}{2}$
Окружной шаг p_t	$p_t = \pi m$
Длина зуба (ширина венца) $b_w = b$	$b_w = b = m\psi_m$

Определение числа зубьев шестерни и колеса по суммарному числу зубьев передачи и известному передаточному числу. Если известно u и z_{Σ} , то число зубьев шестерни и колеса можно определить по формулам:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (1 + u); \quad z_2 = z_{\Sigma} - z_1,$$

где z_1 — число зубьев шестерни; z_2 — число зубьев колеса; z_{Σ} — суммарное число зубьев; u — передаточное число.

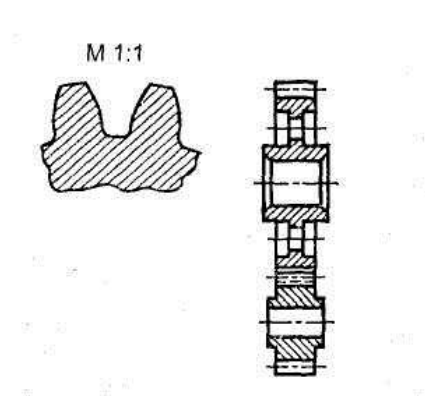


Рис. 3

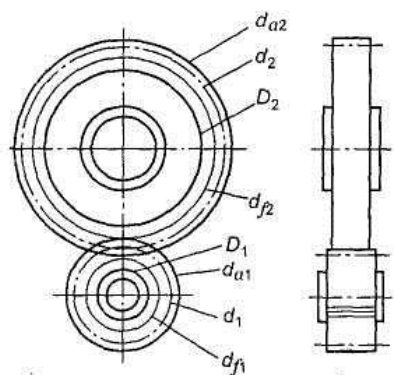


Рис. 4

Расчет зубьев цилиндрической прямозубой передачи на изгиб

По международному стандарту ISO / DIS 6336: (Ausgabe 1986) по расчету зубчатых передач предусмотрены четыре метода расчета зубчатых передач.

Метод А — экспериментально — исследовательский требует точных измерений, обширного и трудоёмкого математического анализа или обоснования на основе надежного эксплуатационного эксперимента на подобных приводах. При этом предел выносливости и эквивалентное окружное усилие или коэффициент внешней динамики — K_A определяется из полученного измерением коллектива нагрузок с использованием гипотез накопления повреждений. Поскольку величина K_A может принять весьма большие значения от 1 до 2 и более, то применяемый метод расчета и величина K_A должны согласовываться между изготовителем и покупателем редуктора. Как видим, метод очень дорог и применяется крайне редко.

Метод В - экспериментально- теоретический и производится на основе исследования предела выносливости зубчатого колеса – представителя, считается целесообразным для зубчатых передач массового производства.

Метод С - приближенный, при этом аналитический расчет производится на основе комплексных данных стандарта или справочной технической литературы.

Метод D – упрощенный, примерно соответствует приводимому расчету данного раздела.

Необходимо заметить, что метод расчета зубчатых передач по ГОСТу 21354-87 занимает промежуточное положение между методами *С* и *D*. В методе *С* коэффициент формы зуба при расчете на изгиб рассматривается как произведение двух переменных ($Y_{FS} = Y_F \cdot Y_S$).

Ниже излагается *упрощенный метод расчета зуба на изгиб*, основанный на положениях сопротивления материалов.

На рис. показаны схема зацепления двух зубьев в полюсе и силы, действующие на зубья колес со стороны шестерни; трение не учитывается. Нормальная сила F_n раскладывается на две составляющие: окружную силу F_t и радиальную или распорную — F_r .

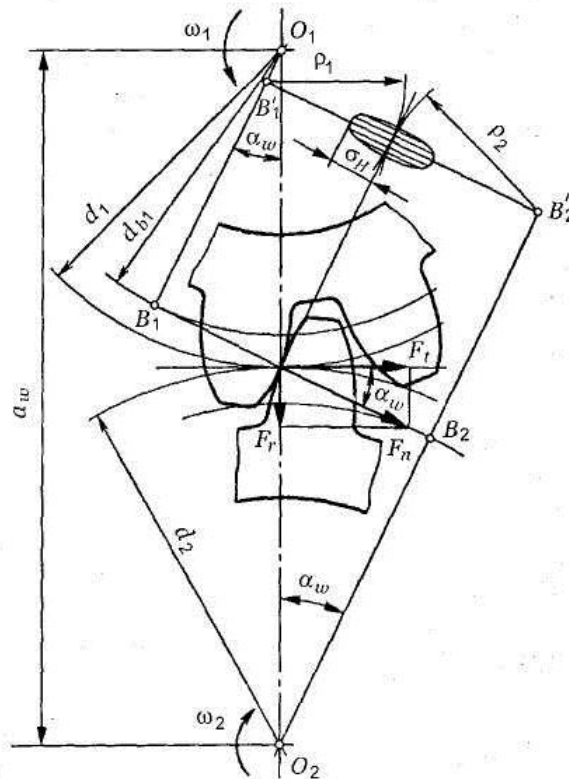


Рис. 5. Усилия в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи

При выводе формул *принимают следующие упрощения и допущения*: зуб рассматривают как консольную балку прямоугольного сечения, работающую на изгиб и сжатие; вся нагрузка, действующая в зацеплении, передается одной парой зубьев и приложена к их вершинам; нагрузка равномерно распределена по длине зуба b_w .

На рис. 6 показан профиль балки равного сопротивления (s — толщина зуба в опасном сечении; l — плечо изгибающей силы; b_ω — длина зуба; F_n — нормальная сила, действующая на зуб).

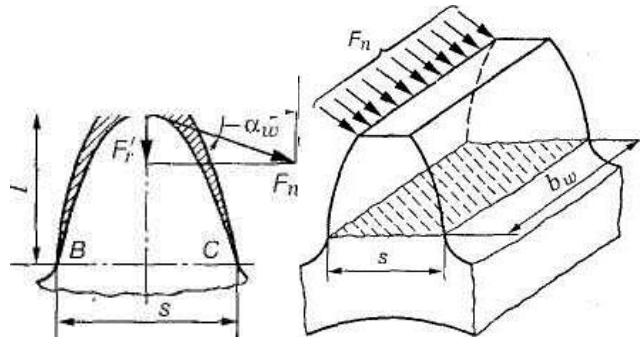


Рис. 6. Схема расчета зубьев на изгиб

Определим силы в опасном сечении корня зуба. Разложим силу F_n в точке A на две составляющие: F_t' и F_r' , условно принимаем, что сила F_n приложена только к одному зубу (перекрытием пренебрегаем), а сила F_t равна окружной силе на начальной окружности.

Сила F_t' изгибает зуб, а сила F_r' сжимает его. Из рис. 35 находим

$$F_t' = F_n \cos \alpha'; \quad F_r' = F_n \sin \alpha'$$

где α' — угол направления нормальной силы F_n , приложенной у вершины, который несколько больше угла зацепления α_ω ; $F_n - F_t' / \cos \alpha_\omega$ — нормальная сила.

Исходя из изложенного выше, за расчетное напряжение принимают напряжения на растянутой стороне зуба:

$$\sigma_F = \sigma_{\text{изг}} - \sigma_{\text{сжм}} \quad (1)$$

Для опасного сечения BC условие прочности

$$\sigma_F = \left(\frac{F_t' l}{W} - \frac{F_r'}{A} \right) \leq [\sigma]_F, \quad (2)$$

где σ_F — напряжение изгиба в опасном сечении корня зуба; W — осевой момент сопротивления; $A = b_\omega s$ — площадь сечения ножки зуба.

Выразим l и s в долях модуля зубьев: $l = km$; $s = cm$, где k и c — коэффициенты, зависящие от формы зуба, т.е. от угла α_ω и числа зубьев Z .

Тогда изгибающий момент в опасном сечении

$$M_{\text{изг}} = F_t' l = F_t' km;$$

осевой момент сопротивления прямоугольного сечения зуба

$$W = \frac{b_\omega s^2}{6} = \frac{b_\omega c^2 m^2}{6}. \quad (3)$$

Подставим в формулу (2) входящие в него параметры $M_{\text{изг}}$ и W , введем коэффициенты расчетной нагрузки $K_{F\beta}$ (табл. 6), K_{FV} (табл. 7) и теоретический коэффициент концентрации напряжений K_T .

В результате получим окончательную формулу проверочного расчета прямозубой передачи на усталость при изгибе

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_{F\beta} K_{FV}}{b_w m} \leq [\sigma]_F \quad (4)$$

где Y_F — коэффициент учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (табл. 3).

Таблица 3. Значение коэффициентов $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость HV поверхностей зубьев колеса	$K_{F\beta}$ при $\psi_{bd} = b_w / d_1$						$K_{H\beta}$ при $\psi_{bd} = b_w / d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6	0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное (опоры — шарикоподшипники)	До 350 Св. 350	1,16 1,33	1,37 1,70	1,64				1,08 1,22	1,17 1,44	1,28			
Консольное (опоры — роликоподшипники)	До 350 Св. 350	1,10 1,20	1,22 1,44	1,38 1,71	1,57			1,06 1,11	1,12 1,25	1,19 1,45	1,27	-	
Симметричное	До 350 Св. 350	1,01 1,02	1,03 1,04	1,05 1,08	1,07 1,14	1,14 1,30	1,26	1,01 1,01	1,02 1,02	1,03 1,04	1,04 1,07	1,07 1,16	1,10 1,26
Несимметричное	До 350 Св. 350	1,05 1,09	1,10 1,18	1,17 1,30	1,25 1,43	1,42 1,73	1,61	1,03 1,06	1,05 1,12	1,07 1,20	1,12 1,29	1,19 1,48	1,28 -

Таблица 4. Значение коэффициентов K_{FV} и K_{HV}

Степень точности передачи	Твердость HV поверхностей зубьев колеса	K_{FV} (a / f_0) при окружной скорости, м/с					
		1	2	3	6	8	10
7	До 350	1,08/1,03 (1,04/1,02)	1,16/1,06 (1,07/1,03)	1,33/1,11 (1,14/1,05)	1,50/1,16 (1,21/1,06)	1,62/1,22 (1,29/1,07)	1,80/1,27 (1,36/1,08)
	Св. 350	1,03/1,01 (1,03/1,00)	1,05/1,02 (1,05/1,01)	1,09/1,03 (1,09/1,02)	1,13/1,05 (1,14/1,03)	1,17/1,07 (1,19/1,03)	1,22/1,08 (1,24/1,04)
8	До 350	1,10/1,03 (1,04/1,01)	1,20/1,06 (1,08/1,02)	1,38/1,11 (1,61/1,04)	1,58/1,17 (1,24/1,06)	1,78/1,23 (1,32/1,07)	1,96/1,29 (1,40/1,08)
	Св. 350	1,04/1,01 (1,03/1,01)	1,06/1,02 (1,06/1,01)	1,12/1,03 (1,10/1,02)	1,16/1,05 (1,16/1,03)	1,21/1,05 (1,22/1,04)	1,26/1,08 (1,26/1,05)
9	До 350	1,13/1,04 (1,05/1,01)	1,28/1,07 (1,10/1,03)	1,50/1,14 (1,20/1,05)	1,72/1,21 (1,30/1,07)	1,98/1,28 (1,40/1,09)	2,25/1,35 (1,50/1,12)
	Св. 350	1,04/1,01 (1,04/1,01)	1,07/1,02 (1,07/1,01)	1,14/1,04 (1,13/1,02)	1,21/1,06 (1,20/1,03)	1,27/1,08 (1,26/1,04)	1,34/1,09 (1,32/1,05)

Примечание. В числителе — значения для прямозубых колес, в знаменателе — для косозубых.

Таблица 5. Коэффициент Y_F для эвольвентного наружного зацепления при $a_w = 20^\circ$ (при $x = 0$)

Число зубьев	Y_F	Число зубьев	Y_F	Число зубьев	Y_F
--------------	-------	--------------	-------	--------------	-------

17	4,26	28	3,81	65	3,62
20	4,07	30	3,79	80	3,60
22	3,98	35	3,75	100	3,60
24	3,92	40	3,70	150	3,60
26	3,88	45	3,66	300	3,60
		50	3,65	Рейка	3,63

Примечание. Выбор коэффициента Y_F можно производить по графику.

Выведем формулу проверочного расчета прямозубых передач на усталость при изгибе через вращающий момент T_2 .

С учетом того, что $F_t = 2T_1 / d_1 = 2T_1 / mz_1 = 2T_2 / mz_1 u$; $b_w = \psi_{bd} mz_1$ формула проверочного расчета (4) примет вид

$$\sigma_F = Y_F \frac{2T_2}{uz_1^2 m^3 \psi_{bd}} K_{F\beta} K_{FV} \leq (\sigma)_F, \quad (5)$$

где σ_F , $[\sigma]_F$, МПа; m , мм; T_2 — вращающий момент на колесе, Нмм; Z_1 — число зубьев шестерни; ψ_{bd} — коэффициент длины зуба (ширины венца) по делительному диаметру (табл. 6).

Таблица 6. Рекомендуемые значения коэффициента $\psi_{bd} = b_w / d_1$ в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев

Расположение колес относительно опор	$HB_2 \leq 350$ ил и $HB_1 \leq 350$	$HB_2 > 350$
Симметричное	0,8-1,4	0,4-0,9
Несимметричное	0,6-1,2	0,3-0,6
Консольное	0,3-0,4	0,2-0,25

Из формул (5) и (6) получаем формулы проектировочного расчета на изгиб

$$P_1 = T_1 \omega_1; \quad (6)$$

$$T_2 = \frac{10^6 P_1}{\omega_1} \cdot u \cdot \eta \quad (7)$$

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{uz_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}} \quad (8)$$

где $K_m = 1,4$ для прямозубых колес.

В формулу (8) подставляют меньшее из двух отношений $[\sigma]_F / Y_F$, вычисленных для шестерни и колеса.

Выбор допускаемых напряжений изгиба. Выше отмечалось, что причиной поломки зубьев, как правило, является усталость материала под действием повторных переменных изгибающих напряжений. Поэтому значения допускаемых напряжений должны быть определены исходя из предела выносливости зубьев. Допускаемое напряжение изгиба определяют по формуле

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}^0 Y_R K_{FC} K_{FL}}{S_F}, \quad (9)$$

где $\sigma_{F \lim b}^0$ — базовый предел выносливости зубьев при отнулевом цикле изменения напряжений (табл. 7); S_F — коэффициент безопасности ($S_F = 1,7 \div 2,2$; $S_F > 2,2$ — для литых заготовок); Y_R — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зуба ($Y_R = 1,05 \div 1,2$ — при полировании, в остальных случаях $Y_R = 1$); K_{FC} — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки ($K_{FC} = 1,0$ — при одностороннем приложении нагрузки, изгибающей зуб; $K_{FC} = 0,65$ — для нормализованных сталей, $K_{FC} = 0,75$ — для закаленных сталей с твердостью свыше $HRC45$; $K_{FC} = 0,9$ — для азотированных сталей); K_{FL} — коэффициент долговечности.

Таблица 7. Приближенные значения пределов выносливости при изгибе зубьев

$\sigma_{F \lim b}^0$, МПа	$\sigma_{F \lim b}^0$		Сталь	Способ термической или химико-термической обработки
	Поверхность	Сердцевина		
$1,8HB_{CP}$	$HB\ 180-300$		Углеродистая или легированная	Отжиг, нормализация или улучшение
550-600	$HRC\ 45-55$		Легированная	Объемная закалка
750-850	48-58	30-45		Поверхностная закалка
750-850	56-62	32-45		Цементация и нитроцементация
$300 + 1,2HRC$ (сердцевина зуба)	50-60	24-40		Азотирование

В зависимости от твердости активных поверхностей зубьев коэффициент долговечности Y_N определяется по следующим формулам:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO} / N_F} \text{ при } HB \leq 350, \quad (10)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{FO} / N_F} \text{ при } HB \geq 350, \quad (11)$$

где $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ — число циклов соответствующее точке перелома кривой усталости; N_F — расчетная циклическая долговечность;

$$N_F = 60nct_\Sigma = 573\omega ct_\Sigma, \quad (12)$$

где $n(\omega)$ — частота вращения (угловая скорость) шестерни или колеса, об/мин (рад/с); c — число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым колесом; t_Σ — продолжительность работы зубчатой передачи за расчетный срок службы, ч;

$$t_\Sigma = 365L_T C t_C k_\Gamma k_c, \quad (13)$$

где L_T — срок службы передачи, год; C — число смен; t_c — продолжительность смены, ч; k_T — коэффициент годового использования привода; k_c — коэффициент использования привода в смене.

Формула (12) приемлема для определения расчетной циклической долговечности только при постоянном режиме нагрузки.

При выборе материала для зубчатой пары с целью сокращения номенклатуры, как правило, назначают одинаковые материалы. Разность значений твердостей для шестерни и колеса достигается их термической обработкой. Получение нужных механических характеристик зависит не только от температурного режима обработки, но и от размеров заготовки.

При переменном режиме нагрузки расчетная циклическая долговечность определяется по формуле:

$$N_F = 60nct_{\Sigma}K_{FE}, \quad (14)$$

где K_{FE} — коэффициент приведения переменного режима нагрузки к постоянному эквивалентному режиму:

$$K_{FE} = \Sigma \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_F} \cdot \left(\frac{t_i}{t_{\Sigma}} \right), \quad (15)$$

где T_{\max} , T_i — максимальные и промежуточные значения моментов; коэффициент $m_F = 6$ — при нормализации и улучшении; $m_F = 9$ — при закалке; t_i — продолжительность (в часах) действия момента T_i ; t_{Σ} — суммарная продолжительность работы зубчатой передачи.

Расчет цилиндрической прямозубой передачи на контактную прочность

Расчет прочности контактирующих поверхностей зубьев основан на ограничении наибольших нормальных напряжений.

При выводе формул приняты следующие допущения: зубья рассматривают как два находящихся в контакте цилиндра с параллельными образующими (радиусы этих цилиндров принимают равными радиусам кривизны профилей зубьев в полюсе зацепления); нагрузку считают равномерно распределенной по длине зуба; контактирующие профили предполагают неразделенными масляной пленкой.

На основании этих допущений к расчету зубчатых колес можно применить результаты исследований на контактную прочность цилиндрических роликов. Наибольшие нормальные контактные напряжения возникают в точках, лежащих на очень малой глубине под линией контакта по формуле Герца—Беляева:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{i\delta}}{2\pi\rho_{i\delta}(1-\mu)^2}}, \quad (16)$$

где q — расчетная удельная нормальная нагрузка; E_{np} — приведенный модуль упругости материалов зубьев; ρ_{np} — приведенный радиус кривизны профилей зубьев шестерни и колеса; μ — коэффициент Пуассона. Для прямозубых колес без учета коэффициентов нагрузки

$$q = F_n / l_{\Sigma}, \quad (17)$$

где $F_n = F_t / \cos \alpha_{\omega}$ — нормальная сила, действующая на зуб (см. рис. 35); F_t — окружная сила; $l_{\Sigma} = b_{\omega} K_{\varepsilon} \varepsilon_a$ — суммарная длина контактной линии (для прямозубых пере-

дач $l_{\Sigma} = b_{\omega}$ — ширина венца, так как $K_{\varepsilon}\varepsilon_a \approx 1,0$; здесь $K_{\varepsilon} = 0,95$ — коэффициент, учитывающий непостоянство суммарной длины контактной линии); ε_a — коэффициент перекрытия.

Для учета неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий, а также для учета динамических нагрузок вследствие погрешности изготовления и деформации деталей передачи вводят коэффициент нагрузки $K = K_{H\beta}K_{HV}$ (см. табл. 6-7).

Отсюда

$$q = \frac{F_t K_{H\beta} K_{HV}}{b_{\omega} K_{\varepsilon} \varepsilon_a \cos \alpha_{\omega}} \quad (18)$$

Приведенный модуль упругости $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$, где E_1 и E_2 — модули упругости материалов шестерни и колеса.

Зубья рассматриваются как цилиндры длиной b_a (ширина зубчатого колеса) и радиусов ρ_1 и ρ_2 , где

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_{\omega}; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_{\omega}.$$

Приведенный радиус кривизны зубьев в полюсе

$$\rho_{i\delta} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{d_1 d_2 \sin \alpha_{\omega}}{2(d_1 + d_2)} = \frac{d_1 \sin \alpha_{\omega}}{2} \frac{u}{u \pm 1}.$$

Здесь знак «плюс» для внешнего зацепления, знак «минус» — для внутреннего зацепления.

Подставляя значения ρ_{np} и q в формулу (17), после преобразований получим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_{\omega}} \frac{E_{i\delta}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{2F_t K_{H\beta} K_{HV} (u+1)}{b_{\omega} d_1 K_{\varepsilon} \varepsilon_a u}}. \quad (19)$$

Обозначим в формуле (19) выражение $\sqrt{2/\sin 2\alpha_{\omega}}$ через Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$\sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}} = Z_M$ — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес ($Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ — для стальных колес);

$\sqrt{\frac{1}{K_{\varepsilon} \varepsilon_a}} = Z_{\varepsilon}$ — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий

для $\left(\sqrt{\frac{1}{K_{\varepsilon} \varepsilon_a}} = Z_{\varepsilon} \approx 1 \right)$ прямозубых передач.

Получим расчетную формулу, рекомендуемую для проверочного расчета:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{F_t}{d_1 d_{\omega}} \frac{(u \pm 1)}{u}} K_{H\beta} K_{HV} \quad (20)$$

После подстановки значений $F_t = 2T_2 / d_1 u$; $d_1 = 2a_{\omega} / (u \pm 1)$ и $b_{\omega} = \psi_{ba} a_{\omega}$ в формулу (20) и некоторых преобразований получим удобную для расчета формулу

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{0,5 T_2 (u+1)}{\psi_{ba} a_\omega^3 u^2}} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma]_H \quad (21)$$

Значение ψ_{ba} определяют по формуле $\psi_{ba} = 2\psi_{bd}/(u+1)$ (ψ_{bd} — см. табл. 9).

После некоторых преобразований формулы (21) получим формулу проектировочного расчета для определения межосевого расстояния прямозубых зубчатых передач:

$$a_\omega = (u+1) \sqrt[3]{0,5 (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{HV} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}}.$$

Обозначим $\sqrt[3]{0,5 (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{HV}}$ через вспомогательный коэффициент

K_a (для прямозубых передач при $K_{HV} = 1,25$, $K_a = 49,5 \text{ МПа}^{1/3}$).

Тогда формула проектного расчета для определения межосевого расстояния закрытых цилиндрических передач

$$a_\omega = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}} \quad (22)$$

Допускаемые контактные напряжения (МПа) при расчете рабочих поверхностей на усталостное выкрашивание рассчитываются по формуле

$$[\sigma]_H = (\sigma_{H \lim b} / S_H) Z_R K_{HL},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ — предел выносливости рабочих поверхностей зубьев (табл. 11), соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений $N_{H \lim}$, МПа (база испытаний N_{H0} определяется по табл. 12);

S_H — коэффициент безопасности ($S_H = 1,1$ при нормализации, улучшении или объемной закалке; при поверхностной закалке и цементации $S_H = 1,2$);

Z_R — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев ($Z_R = 1 \div 0,9$);

K_{HL} — коэффициент долговечности, который учитывает влияние срока службы, режима нагрузки передачи и возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач.

Таблица 8. Пределы контактной выносливости $\sigma_{H \lim b}$

$\sigma_{H \lim b}$, МПа	Материал	Твердость поверхностей зубьев (средняя)	Термическая обработка зубьев
$HB + 70$ 18 $HRC + 150$ 17 HRC +200	Сталь углеродистая и легированная	$HB < 350$ $HRC 38-50$ $HRC 40-50$	Нормализация, улучшение Объемная закалка Поверхностная закалка
23 HRC 1050	Сталь легированная	$HRC > 56$ $HV 550-750$	Цементация и нитроцементация Азотирование

Таблица 9. Базовое число циклов N_{H0}

Твердость поверхностей зубьев HB	До 200	250	300	350	400	450	500	550	600
N_{H0} , млн. циклов	10	17,0	26,4	38,3	52,7	70	90	113	140

При постоянной нагрузке $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_H}$; $N_H = 60nct_\Sigma$ (или $N_H = 573\omega ct_\Sigma$) — циклическая долговечность.

При переменной нагрузке расчетная циклическая долговечность определяется по формуле:

$$N_{HE} = 60nct_\Sigma K_{HE},$$

где K_{HE} — коэффициент приведения переменного режима нагружения к постоянному эквивалентному

$$K_{HE} = \Sigma \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \left(\frac{t_i}{t_\Sigma} \right)$$

В расчетные формулы (21) и (22) входит меньшее из допускаемых напряжений, установленных для шестерни и колеса. Так как материал колеса имеет обычно меньшую твердость, чем материал шестерни, то в большинстве случаев $[\sigma]_n$ для колеса меньше.

В табл. 10 даны значения предела выносливости $\sigma_{H \lim b}$ (база испытаний) для различных материалов зубчатых колес.

Последовательность проектировочного расчета цилиндрической прямозубой передачи

Исходными данными для расчета передачи обычно являются мощность (или вращающий момент), угловые скорости (или скорость одного вала и передаточное число), условия работы (характер нагрузки) и срок службы передачи.

Расчет закрытой цилиндрической прямозубой передачи.

1. Определить передаточное число u .
2. В зависимости от условий работы передачи выбрать материалы колес, назначить термическую обработку и значения твердости рабочих поверхностей зубьев (табл. 10).

Таблица 10. Предпочтительные марки сталей для изготовления зубчатых колес

Термическая обработка	Твердость HB (HRC)	d , мм				
		Любой	315	200	125	80
		b , мм				
Нормализация, улучшение	179-207	45	45	45	45	45
	235-262		35X	40X	45	45
	269-302		M	35XM	40X	45
Поверхностная закалка ТВЧ	(45-50)	—	—	35XM	35XM	35XM
	(50-56)			50XM	50XM	50XM

Цементация	(56-63)	—	—	20ХН2М	20ХН2М	20ХН2М
Нитроцементация	(56-63)			25ХГТ	25ХГТ	25ХГТ
Азотирование	(50-56)			40ХН2М	40ХН2М	40ХН2М
				А	А	А

3. Определить базу испытаний N_{HO} , расчетную циклическую долговечность N_H , вычислить коэффициенты и допускаемые напряжения изгиба.

4. Выбрать коэффициент длины зуба (ширины венца колеса) и рассчитать ψ_{ba} .

5. Определить межосевое расстояние из условия контактной прочности по формуле (22) и округлить его значение до стандартного.

Для стандартных редукторов расчетное значение a_w округляют до ближайшего большего значения: 40, 50, 63, 80, 100, 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, (280), 315, (335), 400, (450), 500, (560), 630, (710), 800, (900), 1000 и т. д. до 25 000 (в скобках значения по 2-му ряду стандарта для a_w).

6. Задать модуль из соотношения $m = (0,01 \div 0,02)a_w$ и округлить его значение до ближайшего стандартного (см. табл. 3). При этом в силовых передачах желательно, чтобы модуль был не менее 1,5—2 мм.

7. Определить суммарное число зубьев z_Σ , передачи, числа зубьев шестерни и колеса.

8. По табл. 8 выбрать коэффициенты формы зубьев Y_{Fi} и Y_{F2} для шестерни и колеса.

9. Проверить прочность зубьев по напряжениям изгиба. При неудовлетворительных результатах ($\sigma_F \leq [\sigma]_F$ или $\sigma_F \geq [\sigma]_F$) необходимо путем соответствующего изменения числа зубьев и модуля; при том же межосевом расстоянии добиться уменьшения напряжений изгиба, не нарушая при этом условия контактной прочности.

10. Произвести геометрический расчет передачи.

11. Определить окружную скорость колеса v и по табл. 11 назначить соответствующую степень точности зацепления.

Таблица 11. Значения окружной скорости колес

Вид передачи	Форма зубьев	Твердость поверхностей зубьев колеса (большого) H_B	Окружная скорость v (м/с, не более) при степени точности			
			6	7	8	9
Цилиндрическая	Прямые	До 350	18	12	6	4
		Св. 350	15	10	5	3
	Не прямые	До 350	36	25	12	8
		Св. 350	30	20	9	6
Коническая	Прямые	До 350	10	7	4	3
		Св. 350	9	6	3	2,5

Примечание. Во избежание получения чрезмерно высоких значений коэффициентов нагрузки рекомендуется степень точности назначать на единицу выше, чем указано в таблице.

Расчет открытых передач. Иногда открытые передачи рассчитывают так же, как закрытые. Рекомендуется следующая последовательность расчета.

1. Определить передаточное число u .
2. В зависимости от условий работы передачи выбрать материалы колес, назначить их термическую обработку и значения твердости рабочих поверхностей зубьев.
3. Определить расчетную долговечность, вычислить коэффициенты режима работы и определить допускаемые напряжения изгиба.
4. Задать число зубьев шестерни $z_1 \geq 17$ и по передаточному числу опг: делить число зубьев колеса z_2 .
5. Определить по табл. 8 коэффициенты формы зуба Y_F .
6. Выбрать коэффициент длины зуба (ширины венца колеса ψ_{bd}).
7. Из условия прочности на изгиб определить модуль передачи m и округлить его до ближайшего большего стандартного значения (см. табл. 3)
8. Произвести геометрический расчет передачи (см. табл. 5).
9. Определить окружную скорость колес и по табл. 11 соответствующую ее степень точности зацепления.

Конические зубчатые передачи. Устройство и основные геометрические и силовые соотношения

Зубчатую передачу с пересекающимися осями, у которой начальные и делительные поверхности колес конические, называют конической.

Коническая передача состоит из двух конических зубчатых колес (рис. 7) и служит для передачи вращающего момента между валами с пересекающимися осями под углом $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$. Наиболее распространена в машиностроении коническая передача с углом между осями $\Sigma = 90^\circ$ (рис. 7), но могут быть передачи и с $\Sigma \neq 90^\circ$. Колеса конических передач выполняют с прямыми (рис. 8, а), косыми (рис. 8, б), круговыми зубьями (рис. 8, в).

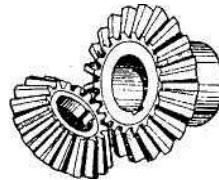


Рис. 7. Коническая прямозубая передача

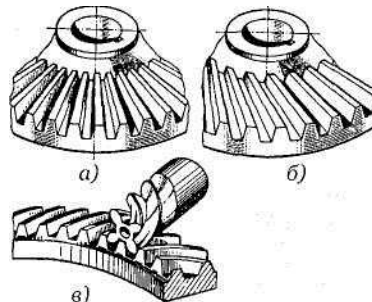


Рис. 8. Конические зубчатые колеса: а — колесо с прямыми зубьями; б — колесо с косыми зубьями; в — колесо с круговыми зубьями

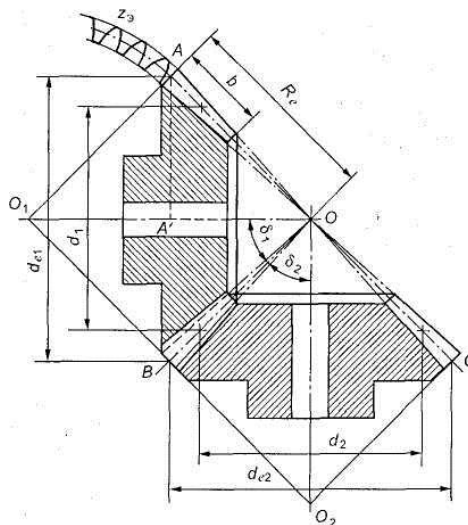


Рис. 9. Геометрические параметры конических зубчатых колес

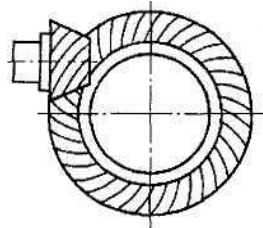


Рис. 10. Гипоидная передача

Передачу с коническими колесами для передачи вращающего момента между валами со скрещивающимися осями называют гипоидной (рис. 10). Эта передача находит применение в автомобилях.

По стоимости конические передачи дороже цилиндрических при равных силовых параметрах. Их применение диктуется только необходимостью передавать момент при пересекающихся осях валов. Передаточное число одной пары $u \leq 6,3$.

Вершины начальных и делительных конусов конической передачи находятся в точке пересечения осей валов O (рис. 50). Высота и толщина зубьев уменьшаются по направлению к вершинам конусов. Геометрические параметры конической передачи:

AOB — делительный конус шестерни;

BOC — делительный конус колеса;

AO_1B — делительный дополнительный конус шестерни;

BO_2C — делительный дополнительный конус колеса;

δ_1 — угол делительного конуса шестерни;

δ_2 — угол делительного конуса колеса;

d_{e1} — внешний делительный диаметр шестерни;

d_{e2} — то же, колеса;

d_1 — средний делительный диаметр шестерни;

d_2 — то же, колеса;

b — ширина зубчатого венца (длина зуба);

R_e — внешнее делительное конусное расстояние (или длина дистанции).

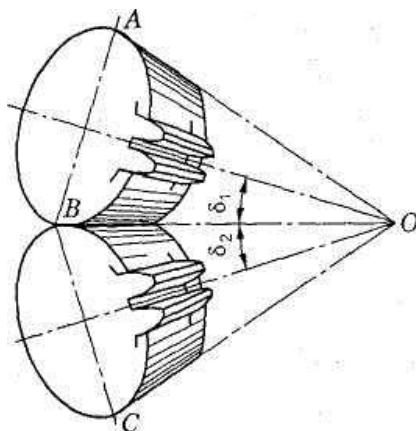


Рис. 11. Коническая прямозубая передача

Передаточное число конической передачи определяется так:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{\tan \delta_1} = \tan \delta_2$$

В конической передаче может быть бесчисленное множество делительных окружностей. Для расчета в машиностроении принимают внешнюю и среднюю делительные окружности (см. рис. 47).

Из условия, что в конической передаче модуль и делительный связаны теми же соотношениями, что и в цилиндрических передачах, т.е. $d = mz$ (рис.51), определяют внешний d_e и средний d_m делительные метры:

$$d_e = m_e z; \quad d_m = m_m z,$$

где m_e — внешний окружной модуль; m_m — средний окружной модуль.

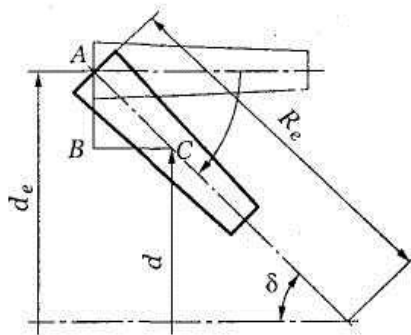


Рис. 12. Зуб конического колеса

Внешний окружной модуль обычно выбирают из стандартного ряда (см. табл. 3). *Округление внешнего модуля до стандартного значения не является обязательным требованием.* Этот модуль называют производственным и по его значению определяют все геометрические параметры зубчатых колес (задают размеры зубьев на внешнем торце, на котором удобно производить измерения).

Средний окружной модуль m рассчитывают в зависимости от внешнего окружного модуля m_e . По среднему окружному модулю производят расчет передачи на прочность при изгибе.

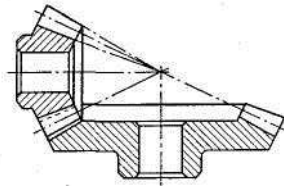


Рис. 13

Зависимость между m_e и m_m в конической передаче.

Из рис. 3.51 $r_e = r + AB$, где $AB = \frac{b}{2} \sin \delta$ (из $\triangle ABC$). Отсюда $r_e = r + \frac{b}{2} \sin \delta$.

Умножив левую и правую части равенства на два, получим $d_e = d + b \sin \delta$. Разделив левую и правую части равенства на z , получим

$$\frac{d_e}{z} = \frac{d}{z} + \frac{b}{z} \sin \delta \quad m_e = m_m + \frac{b}{z} \sin \delta$$

или

Геометрические соотношения размеров прямозубой конической передачи с эвольвентным профилем зуба. Согласно рис. внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2AB = m_e z + 2m_e \cos \delta = m_e (z + 2 \cos \delta);$$

внешний диаметр впадин зубьев

$$d_{fe} = d_e - 2AC = m_e z - 2,4m_e \cos \delta = m_e (z - 2,4 \cos \delta).$$

Длина зуба (ширина венца) $b = \psi_{bd} d_1$ [$\psi_{bd} = 0,3 \div 0,6$ при условии $\psi_{bRe} = b/R_e \leq 0,3$ и $b < 10m_e$, где d_1 — средний делительный диаметр шестерни].

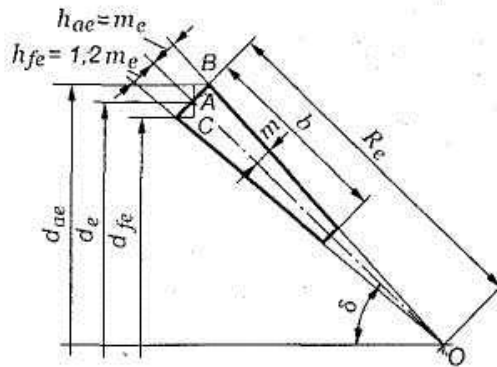


Рис.14. Геометрия прямозубой конической передачи

Ориентировочно длина зуба может быть выбрана также в зависимости от внешнего делительного конусного расстояния R_e :

$$R_e / 4 \leq b \leq R_e / 3.$$

Таблица 12. Геометрические параметры прямозубой конической передачи

Параметр, обозначение	Расчетные формулы
Внешний окружной модуль m_e	$m_e = \frac{d_e}{z}; m_e = \frac{2R_e \sin \delta}{z}$
Средний окружной модуль m	$m = m_e - \frac{b}{z} \sin \delta$

Внешний диаметр вершин зубьев d_{ac}	$d_{ac} = m_c(z + 2 \cos \delta)$
Внешний делительный диаметр d_e	$d_e = m_e z$
Внешний диаметр впадин зубьев d_{fe}	$d_{fe} = m_e(z - 2,4 \cos \delta)$
Высота зуба h_e	$h_e = 2,2m_e$
Высота головки зуба h_{ae}	$h_{ae} = m_e$
Высота ножки зуба h_{fe}	$h_{fe} = 1,2m_e$
Окружной шаг p_{ie}	$p_{ie} = \pi m_e$
Окружная толщина зуба s_{te}	$s_{te} = \frac{\pi m_e}{2}$
Окружная ширина впадины e_{te}	$e_{te} = \frac{\pi m_e}{2}$
Радиальный зазор c_e	$c_e = 0,25m_c$
Ширина зубчатого венца b	$b = \psi_{bd} d_1$
Внешнее делительное ко- нусное расстояние R_e	$R_e = \frac{m_e z}{2 \sin \delta}$
Угол делительного конуса шестерни δ_1	$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$
колеса δ_2	$\operatorname{tg} \delta_2 = u$

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Геометрическое соотношение размеров червячной некорректированной передачи с архимедовым червяком

В червячной передаче в качестве расчетного модуля принимают осевой модуль червяка m , равный окружному модулю червячного колеса m_1 . Значения модуля m червячных передач стандартизированы (табл. 1).

Таблица 1. Значения модуля m и коэффициента диаметра червяка q

m , мм	1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0
	2-й ряд	3,0	3,5	6,0	7,5	12					
q	1-й ряд	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0				
	2-й ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4				

В цилиндрических червячных передачах с архимедовыми червяками шаг червяка p и шаг зубьев червячного колеса равны между собой (рис. 1):

$$p = \pi m.$$

(1)

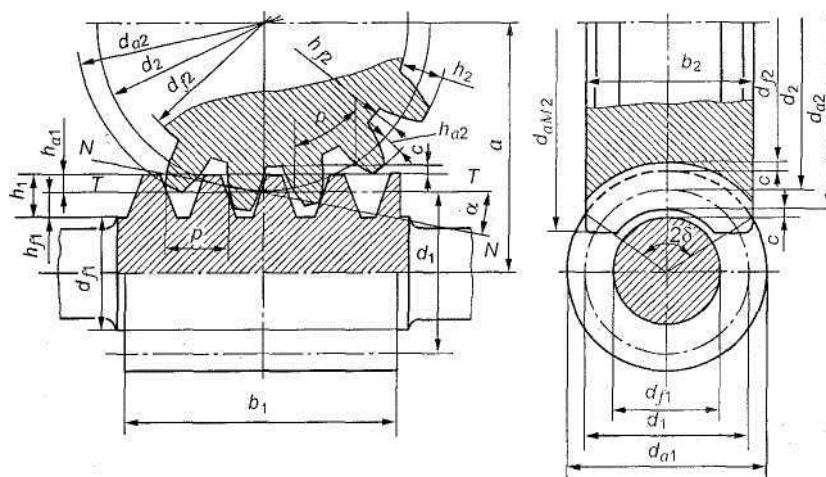


Рис. 1. Геометрические параметры червячной передачи

Угол γ (рис. 2), образованный винтовой линией по делительному цилиндру червяка с плоскостью, перпендикулярной к его оси, называют углом подъема витка червяка на делительном цилиндре:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{S}{\pi d_1} = \frac{p z_1}{\pi q m} = \frac{z_1}{q} \quad (2)$$

или

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}, \quad (3)$$

где z_1 — число витков червяка; $S = p z_1$ — ход винтовой линии червяка.

В червячных передачах вводят q — коэффициент диаметра червяка (отношение делительного диаметра червяка d_1 к его расчетному модулю m).

Принимают

$$q = \frac{d_1}{m} = 7,1 \div 25. \quad (4)$$

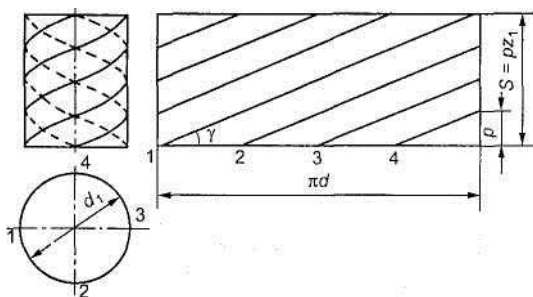


Рис.2. Схема образования винтовой линии червяка

Для сокращения числа размеров фрез, требуемых для нарезания червячных колес, рекомендуется придерживаться значений q , предусмотренных стандартом на червячные передачи (см. табл. 1).

Некоторые значения угла подъема витка червяка: $3^{\circ}34'35''$; $4^{\circ}05'08''$; $4^{\circ}45'49''$; $5^{\circ}42'38''$; $6^{\circ}20'25''$; $7^{\circ}07'30''$; $11^{\circ}18'36''$; $12^{\circ}31'44''$; $14^{\circ}02'10''$; $14^{\circ}55'53''$; $15^{\circ}56'43''$; $18^{\circ}25'06''$; $21^{\circ}48'05''$; $23^{\circ}57'45''$; $26^{\circ}33'54''$; $28^{\circ}04'21''$.

Геометрические параметры червяка и червячного колеса (см. рис.5) некорригированной червячной передачи.

Высота витка $h_1 = 2,2m$; высота зуба червячного колеса $h_2 = 2,2m$; высота головки винта $h_{a1} = m$; высота головки зуба $h_{a2} = m$; высота ножки витка $h_{f1} = 1,2m$; высота ножки зуба колеса $h_{f2} = 1,2m$; расчетная толщина витка $p = 0,5\pi m$; радиальный зазор $c = 0,2m$.

Делительные диаметры:

червяка $d_1 = mq$;

червячного колеса $d_2 = mz_2$

Диаметры вершин:

витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$;

зубьев червячного колеса $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$.

Диаметры впадин:

червяка $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$;

червячного колеса $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$.

Межосевое расстояние $a = (d_1 + d_2) / 2 = 0,5(q + z_2)m$.

Условный угол обхвата червяка венцом 25 (см. рис. 5) определяется точками пересечения дуги окружности диаметром $d_{a1} - 0,5m$ с контуром венца;

$\sin \delta = b / (d_{a1} - 0,5m)$.

Конструктивные элементы передачи: длину нарезной части червяка b_1 , ширину венца колеса b_2 и наружный диаметр колеса d_{aM2} определяют в зависимости от числа витков червяка z_1 , модуля m и числа зубьев колеса z_2 по соотношениям, приведенным в табл. 4.

Таблица 2. Формулы для расчета конструктивных элементов червячной передачи

Число заходов червяка z_1	Длина нарезанной части червяка b_1	Ширина венца колеса b_2	Наружный диаметр колеса d_{aM2}
1	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$	$d_{aM2} \leq d_{a2} + 2m$
2			$d_{aM2} \leq d_{a2} + 1,5m$
4	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$	$b_2 \leq 0,67d_{a1}$	$d_{aM2} = d_{a2} + m$

Ременные передачи

Плоскоременная передача. Конструкция и основные геометрические соотношения

Ременную передачу с параллельными, пересекающимися или скрещивающимися осями с плоским приводным ремнем называют плоскоременной. На рис. 1 (см. методические указания для практических работ) показаны варианты плоскоременной передачи. Эта передача проста по конструкции, может работать при весьма высоких скоростях (до 100 м/с) и боль-

ших межосевых расстояниях (до 15 м). Вследствие большой эластичности ремня она обладает сравнительно высокой долговечностью. Для плоскоремennых передач рекомендуется принимать $u < 6$ (с натяжным роликом — до 10). До появления клиноремennой передачи плоскоремennая имела преимущественное распространение.

На практике встречаются самые различные конструкции передач, с плоским ремнем. Рассмотрим наиболее типичные:

- *открытая* (см. рис. 1, а) — самая простая, надежная и удобная в работе передача; ее применяют при параллельных осях;
- *перекрестная* (см. рис. 1, б) — используется при необходимости вращения шкивов в противоположных направлениях и параллельных осях. Имеет повышенное изнашивание кромки ремня. Эта передача не находит широкого применения;
- *полуперекрестная* (см. рис. 1, в) — передача для перекрещивающихся осей;
- *угловая* (рис. 1, г) — рекомендуется при пересекающихся осях (преимущественно под углом 90°).

Материалы плоскоремennых передач. Общие требования к материалам приводных ремней: износостойкость и прочность при циклических нагрузках; высокий коэффициент трения со шкивами; малый модуль упругости и изгибную жесткость.

Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резина), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми прослойками, послойно и спирально завернутые ремни. В сырых помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками.

Шкивы изготавливают из чугуна марки СЧ10, СЧ15, СЧ25 и др. Шкив сварных конструкций изготавливают из стали марок Ст1, Ст2 и др. Для шкивов облегченных конструкций используют алюминиевые сплавы, текстолиты.

Для уменьшения проскальзывания ремня для изготовления шкивов ремennой передачи желательно выбрать текстолит. По сравнению с перечисленными материалами в этом случае передача будет иметь большую надежность работы без пробуксовки.

Конструкции ремней для плоскоремennых передач. В машиностроении применяется в основном четыре вида плоских приводных ремней. Размеры и характеристики кожаных, прорезиненных и хлопчатобумажных ремней стандартизованы (табл. 1).

Кожаные ремни изготавливают из кожи животных (кожу подвергают специальному дублению). Эти ремни обладают высокой тяговой способностью, эластичностью и износостойкостью, допускают меньшие диаметры шкивов. Однако из-за дефицитности и высокой стоимости в настоящее время их применяют редко, только для особо ответственных конструкций. Основа *прорезиненного ремня* — прочная кордовая провулканизованная техническая хлопчатобумажная ткань в 2-9 слоев связанных между собой вулканизированной резиной. Ткань, имеющая больший модуль упругости, чем резина, передает основную часть нагрузки. Резина повышает коэффициент трения, обеспечивает работу ремня как единого целого и защищает ткань от повреждений и истирания во время работы передачи. Вследствие прочности, эластичности, малой чувствительности к влаге и колебаниям температуры прорезиненные ремни широко распространены. В зависимости от варианта укладки тканевой основы перед вулканизацией ремни делят на три типа (рис. 1): *А* — нарезные (ткань нарезается по ширине ремня), применяются наиболее часто, скорость ремня до 30 м/с; *Б* — послойно-завернутые, используются для тяжелых условий работы при скоростях до 20 м/с; *В* — спирально-завернутые, применяются при малых нагрузках и скоростях до 15 м/с, обеспечивает повышенную износостойкость кромок. Наиболее гибкие ремни типа *А*, они получили преимущественное распространение.

Текстильные ремни (хлопчатобумажные и шерстяные) пригодны для работы в атмосфере запыленной, насыщенной парами щелочей, бензина, при резких колебаниях нагрузки, но тяговая способность их сравнительно низкая.

Широкое распространение получают пленочные ремни из капроновой ткани или саржи с фрикционным покрытием (пленкой). Высокая статическая и усталостная прочность синтетических материалов дала возможность снизить толщину ремня ($\delta = 0,4 \div 1,2$ мм), его массу и действие центробежных сил. Это позволило повысить скорость ремня от $25 \div 30$ (для обычных ремней) до $75 \div 150$ м/с и одновременно обеспечить большую плавность работы, что особенно важно для современного машиностроения.

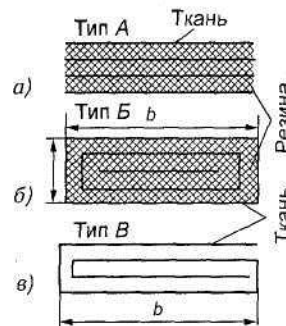


Рис.1. Конструкции плоских ремней

Конструкции шкивов. Шкив (рис.2, а) состоит из обода 1, спин (или диска) 2 и ступицы 3. Плоскоременные шкивы имеют гладкую рабочую поверхность обода и по стандарту выполняются трех исполнений (рис.2, б).

Для предупреждения спадания плоского ремня со шкивов один из них (чаще больший) выполняют с выпуклым ободом, описанным по дуге, или цилиндрическими с двусторонней конусностью (рис.2, б). Стрелу выпуклости обода шкива h принимают в зависимости от диаметра шкива D и ширины ремня b . Ведущий шкив применяют второго исполнения, ведомый — первого и второго. Шероховатость $R_z \leq 10$ мкм.

Шкивы обычно изготавливают чугунами литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс. Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда $R40$ (ГОСТ 17383-73*). Чугунные шкивы применяют при скоростях до $30 \div 45$ м/с. Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров — ступицы эллиптического переменного сечения. Стальные сварные шкивы применяют при скоростях $60 \div 80$ м/с. Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач до 100 м/с.



Рис.2. Конструкции шкивов плоскоременных передач

Геометрия передачи, кинематические соотношения и КПД плоскоременной передачи

Основные геометрические параметры D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов; a — межосевое расстояние; B — ширина шкива; L — длина ремня; α — угол обхвата; β — угол между ветвями ремня (рис.6).

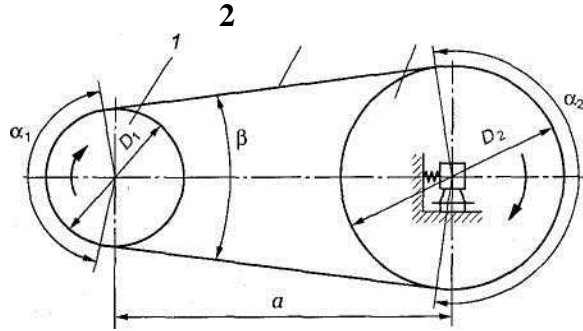


Рис.3. Основные геометрические параметры ременных передач

Углы α_1 и α_2 , соответствующие дугам, по которым происходит касание ремня и обода шкива, называют углами обхвата. Перечисленные геометрические параметры являются общими для всех типов ременных передач.

Расчет геометрических параметров.

1. Межосевое расстояние

$$a = 1/8 \left\{ 2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2} \right\} \quad (1)$$

где L — расчетная длина ремня; D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов. Для нормальной работы плоскоремennой передачи должно соблюдаться условие:

$$\begin{aligned} a_{\min} &= D_1 + D_2; \\ a_{\max} &= 2,5(D_1 + D_2), \end{aligned} \quad (2)$$

при этом a должно быть не более 15 м.

2. Расчетная длина ремня

$$L \cong 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}; \quad (3)$$

на сшивку добавляют еще 100—300 мм.

3. Диаметр ведущего шкива (малого), мм

$$D_1 = (520 \div 610) \sqrt[3]{P_1 / \omega_1}, \quad (4)$$

где P_1 — мощность на ведущем валу, кВт; ω_1 — угловая скорость ведущего вала, рад/с.

4. Диаметр ведомого шкива

$$D_2 = uD_1(1 - \varepsilon) \approx uD_1, \quad (5)$$

где u — передаточное число; ε — коэффициент скольжения.

При диаметре $D > 300$ мм шкивы изготавливают с четырьмя—шести спицами. Для шкивов, имеющих отклонения от стандартных размеров, производят расчет на прочность. Обод рассчитывают на прочность как свободно вращающееся кольцо под действием сил инерции; спицы рассчитывают на изгиб.

Допускаемые углы обхвата ременных передач. Вследствие вытяжки и провисания ремня при эксплуатации углы обхвата α измеряются приближенно:

$$\alpha \cong 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ. \quad (6)$$

В формуле (6) выражение

$$\frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ = \beta, \quad (7)$$

где β — угол между ветвями ремня (для плоскоременной передачи ($\beta < 30^\circ$)). Угол β между ветвями ремня влияет на величину углов обхвата (α_1 и α_2). Рекомендуется принимать также значение диаметров шкивов (D_1 и D_2), чтобы соблюдалось условие

$$\alpha_1 = (180 - \beta) \geq [\alpha], \quad (8)$$

где для плоскоременной передачи $[\alpha] = 150^\circ$, для клиноременной — $[\alpha] = 120^\circ$.

Передаточное число. В ременной передаче, как и во фрикционной, в результате упругого скольжения ремня окружные скорости не одинаковые. Отсюда передаточное число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}, \quad (9)$$

где ω_1 , n_1 — угловая скорость и частота вращения ведущего шкива; ω_2 , n_2 — то же, ведомого шкива; D_1 , D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов; ε — коэффициент скольжения.

Относительная потеря скорости на шкивах характеризуется коэффициентом скольжения; при незначительном значении этого коэффициента ($\varepsilon < 0,02$) приближенно имеем

$$u \cong D_2 / D_1. \quad (10)$$

КПД *ременных передач.* Учитывая потери при работе, КПД передачи определяют из выражения

$$\eta = 1 - (\psi_y + \psi_{n.n} + \psi_{c.g}), \quad (11)$$

где ψ_y — относительные потери, связанные со скольжением на шкивах и вследствие упругости ремня; $\psi_{n.n}$ — относительные потери в опорах; $\psi_{c.g}$ — относительные потери от сопротивления воздуха (учитываются лишь при больших шкивах со спицами).

Если известна мощность P_1 на ведущем шкиве и мощность P_2 на ведомом (уменьшенная за счет потерь), то КПД передачи

$$\eta = P_2 / P_1, \quad (12)$$

для плоскоременной открытой передачи среднее значение КПД 0,96—0,98; для клиноременной передачи 0,95—0,96; для передачи с натяжным роликом 0,95.

Клиноременная передача. Основные геометрические соотношения и конструкции

Ременную передачу с параллельными осями, приводной ремень которой имеет клиновую форму поперечного сечения, называют клиноременной (см. рис.3, б и 7). Клиноременную передачу выполняют только открытой. Клиновые ремни стандартизованы по сечению и длине.

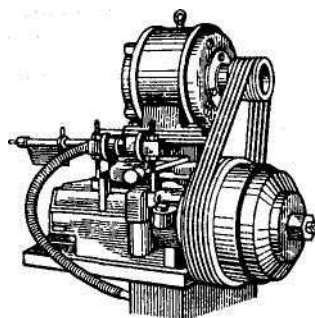


Рис.4. Механизм с клиноременной передачей

Клиновые ремни применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и несколько повысить надёжность передачи. Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие напряжения изгиба при огибании шкива. Число клиновых ремней часто принимают от трех до пяти (максимально восемь ремней), но передача может быть и с одним ремнем. Форму канавки шкива проектируют так, чтобы между шкивом и ремнем постоянно был гарантированный радиальный зазор 8 (рис.8, I). Рабочие поверхности — это боковые стороны ремня, поэтому клиновый ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива. Клиноременные передачи в машиностроении применяют чаще, чем плоскоременные. Однако скорость этой передачи не должна превышать 30 м/с, так как при $v > 30$ м/с клиновые ремни начинают вибрировать. Оптимальная окружная скорость, при которой передача работает устойчиво, $v = 5-25$ м/с.

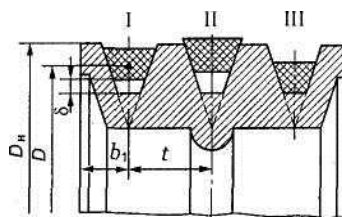


Рис.5. Установка клинового ремня на шкиве

Передаточное число для одноступенчатой клиноременной передачи $u < 8$.

Достоинства клиноременной передачи по сравнению с плоскоременной:

- возможность передачи большей мощности;
- допустимость меньшего межосевого расстояния a ;
- возможность меньшего угла обхвата α , на малом шкиве (см. рис.1).

Недостатки:

- большая жесткость и, как следствие, — меньший срок службы ремня;
- необходимость особых приемов при надевании ремня;
- зависимость размеров проектируемой передачи от выбранного (по таблице регламентированных длин) ремня;
- большая стоимость эксплуатации передачи при вытяжке (ремни не ремонтируются);
- большая трудоемкость изготовления шкивов;
- несколько пониженный КПД.

Ремни для клиноременных передач.

Основное распространение получили ремни трапецевидного сечения (рис.6, а, б) с углом профиля $\varphi = 40^\circ$.

Разновидности клиноременных передач. На рис.10 показана разновидность клиновидного ремня. Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиноременные ремни выпускают бесконечными (кольца).

Расчет основных геометрических параметров передачи.

1. Межосевое расстояние a (см. рис.6) для клиноременных передач определяют по аналогии с плоскоременной передачей [см. формулу (1)]. Для нормальной работы клиноременной передачи рекомендуется принимать:

$$\begin{aligned} a_{\min} &= 0,6(D_1 + D_2); \\ a_{\max} &= 1,5(D_1 + D_2); \end{aligned} \quad (13)$$

где D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Оптимальное межосевое расстояние $a_{\text{опт}}$ в зависимости от передаточного числа u и диаметра большого шкива D_2 следующее:

$$\begin{aligned} a_{\text{опт}}/D_2 &\dots\dots\dots 1,5 \quad 1,22 \quad 1 \quad 0,95 \quad 0,9 \quad 0,85 \\ u &\dots\dots\dots 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4 \quad 5 \quad 6 \text{ и более} \end{aligned}$$

2. Расчетную длину ремня L определяют по формуле (3), после чего округляют до ближайшей большей стандартной длины клинового ремня выбранного типа. Длину ремня определяют по линии, проходящей через нейтральный слой поперечного сечения ремня.

3. Диаметры шкивов D_1 и D_2 . В клиноременной передаче расчетными диаметрами шкивов являются диаметры, соответствующие окружности расположения нейтрального слоя (см. рис.8 — диаметр D).

В отличие от плоскоременной передачи диаметр малого шкива (в данном случае D_1) не рассчитывают, а принимают по стандарту. Диаметр большого шкива D_2 определяют, учитывая передаточное число по формуле (5).

4. Наружный диаметр шкива определяют по формуле (см. рис.11, а)

$$D_n = D + 2h_0, \quad (14)$$

где D — расчетный диаметр шкива; h_0 — высота канавки над расчетной шириной ремня.

5. Ширина шкива (см. рис.11, а)

$$B = (z - 1)t + 2b_1, \quad (15)$$

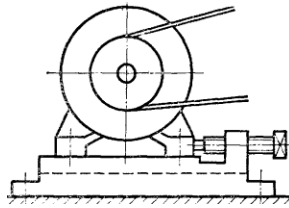
где z — число ремней в передаче; t — расстояние между осями клиновых канавок; b_1 — расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива.

Остальные размеры шкивов клиноременных передач рассчитывают как и для шкивов плоскоременных передач.

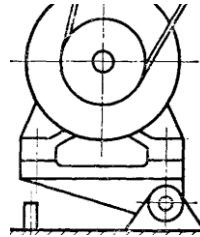
Устройства для натяжения ремня

Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня F_0 , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:

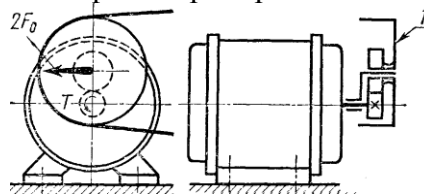
- Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки. Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.



- Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружины. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.



- Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который также является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня $2F_0$ равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.



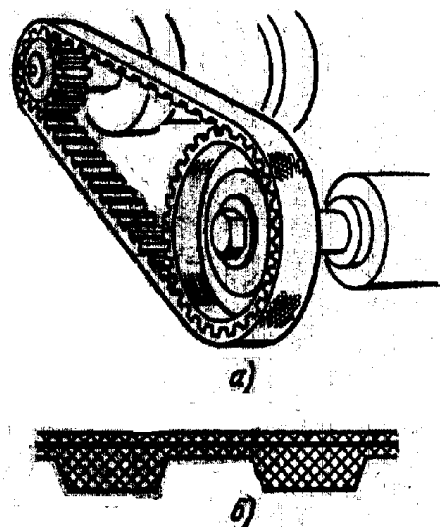
Передачи зубчатым ремнем

Зубчатые ремни выполняют плоскими с поперечными зубьями на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. Передача зубчатым ремнем работает по принципу зацепления. Зубчатое зацепление ремня со шкивом устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении. Уменьшается влияние угла обхвата (межосевого расстояния) на тяговую способность, что позволяет уменьшить габариты передачи и реализовывать большие передаточные числа.

Достоинства передач зубчатым ремнем. 1. Постоянное передаточное число. 2. Малое межосевое расстояние. 3. Небольшие нагрузки на валы и подшипники. 4. Большое передаточное число ($i < 12$). 5. Низкий уровень шума и отсутствие динамических нагрузок вследствие эластичности ремня и упругости зубьев.

Недостатки. 1. Сравнительно высокая стоимость. 2. Чувствительность к отклонению от параллельности осей валов.

Применение. Передачу зубчатым ремнем применяют как в высоконагруженных передачах (например, кузнечно-прессовое оборудование), используя ее высокую тяговую способность, так и в передачах точных перемещений (в связи с постоянством передаточного числа): приводы печатающих устройств ЭВМ, киносъёмочная аппаратура, робототехника и др.



Мощность, передаваемая зубчатым ремнем, до 200 кВт, скорость ремня до 60 м/с, КПД передачи 0,94...0,98.

В зависимости от способа изготовления зубчатые ремни выпускают двух видов: сборочные и литые.

Сборочные ремни состоят из несущего слоя — металлокорда стеклокорда, резины и тканевого покрытия на зубчатой поверхности, вулканизированных в одно целое. Отличаются от литых более высоким качеством. Литые ремни состоят из металлокорда, резины или полиуретана и не имеют тканевого покрытия. Металлокорд представляет собой стальные тросы диаметром 0,36 или 0,75 мм, стеклокорд — крученые нити диаметром 0,35...1,1 мм из стекловолокна.

Зубья ремня имеют трапецеидальную форму с углом профиля $\gamma = 50^\circ$ и 40° (рис. 16, б).

Размеры ремня и параметры передачи зависят от модуля m — основной расчетной характеристики передачи (табл. 1 и 2).

Таблица 1 Зубчатые ремни (выборка). Размеры в мм

Модуль m	p	s	h	H	t
2	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6
3	9,42	3,2	2,0	4,0	0,6
4	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8
5	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8
7	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8

Таблица 2 Основные параметры передач с зубчатым ремнем (выборка)

Модуль m	2	3	4	5	7
Число зубьев шкива					
z_{min}	10	10	14	14	17
z_{max}	115	120	120	120	120
Число зубьев ремня					
z_{pmin}	40	40	48	48	56
z_{rmin}	160	160	250	200	140

Ширина ремня b , мм	5... 20	12,5...5 0	20- 100	25...10 0	40...12 5
--------------------------	------------	---------------	------------	--------------	--------------

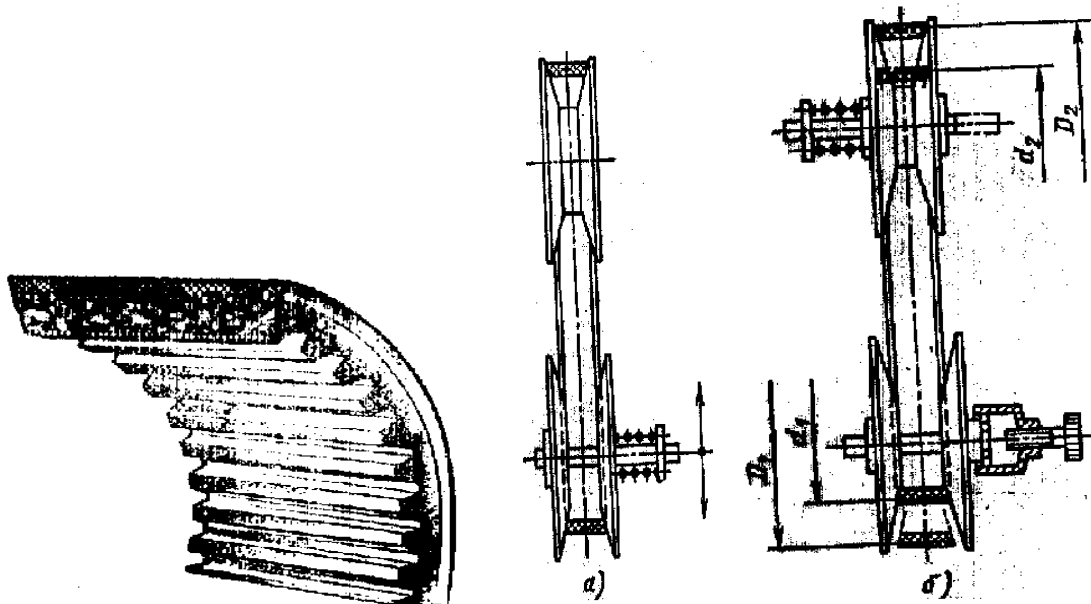
Примечания. 1. Длину L_p ремня в шагах или число z_p зубьев ремня выбирают из ряда: 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235.

2. Расчетная длина ремня в мм: $L_p = z_p p$.

3. Ширину b ремня выбирают из ряда: 5, 8, 10, 12,5, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200 мм.

Ременные вариаторы

Ременные вариаторы просты по конструкции, надежны в эксплуатации, могут работать в любых условиях, просты в уходе.



В качестве тягового органа в ременных вариаторах применяют как *стандартные клиновые ремни* по ГОСТ 1284 — 68, так и *специальные широкие вариаторные ремни*. Скорость регулируют изменением диаметра одного или одновременно обоих шкивов посредством осевого перемещения конических дисков, образующих шкив.

В передачах с одним регулируемым шкивом шкив подпружинен и, как правило, насажен на вал электродвигателя, ведомый шкив постоянного диаметра — на вал рабочей машины. Перемещением двигателя изменяется натяжение ремня, заставляющее перемещаться диски подпружиненного шкива и изменяющее его рабочий диаметр.

Передачи с двумя регулируемыми шкивами преимущественно выполняют по схеме с одним подпружиненным шкивом и с другим — регулируемым принудительно. Изменение

длины ремня в процессе регулирования компенсируется автоматически пружиной, что упрощает конструкцию.

Диапазон регулирования при стандартных ремнях вследствие их малой ширины не большой: $D=1,2 \div 1,7$, и зависит от типа ремня и числа регулируемых шкивов. Передаваемая мощность до 60 кВт. Диапазон регулирования значительно расширяется в случае применения вариаторных ремней, которые отличаются от стандартных большей относительной шириной и меньшим углом клина. Для повышения гибкости ремни изготавливают зубчатыми (рис. 17). Диапазон регулирования $D = 2,5 \div 3$. При одном ремне в передаче вариаторы могут передавать до 25 кВт, при нескольких ремнях — до 55 кВт. Однако применение нескольких ремней усложняет конструкцию и повышает требования к точности изготовления.

Расчет ременных вариаторов производят по аналогии с расчетом клиноременной передачи, с учетом числа регулируемых шкивов.

Цепные передачи

Конструкции приводных цепей и звездочек

Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работы подразделяют на две группы: приводные и тяговые. Цепи стандартизованы, их производят на специализированных заводах. Выпуск только приводных цепей в России превышает 80 млн. м в год. Ими оснащается ежегодно более 8 млн. машин.

Приводные цепи осуществляют передачу движения непосредственно от источника энергии к рабочему органу или через промежуточные устройства. Конструктивно они делятся на *роликовые*, *втулочные* и *зубчатые* (табл.1). В СНГ приводные цепи стандартизованы и изготавливаются на специализированных заводах. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой — разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм (т. е. ~ 1 дюйму)

В России изготавливают следующие приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—75*:

ПРЛ — роликовые однорядные нормальной точности;

ПР — роликовые повышенной точности;

ПРД — роликовые длиннозвенные;

ПВ — втулочные;

ПРИ — роликовые с изогнутыми пластинами,

а также роликовые цепи по ГОСТ 21834—76* для буровых установок (в быстроходных передачах).

Роликовая цепь (рис.1) состоит из наружных H и внутренних $B_{вн}$ звеньев (каждое из которых состоит из двух пластин), шарнирно соединенных с помощью валиков и втулок. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются. Сцепление со звездочкой осуществляется роликом 1, свободно сидящим на втулке 2, запрессованной в пластины 3 внутреннего звена. Валик 4 запрессован в пластины 5 наружного звена. Валики (оси) цепей выполняют ступенчатыми или гладкими. Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны. Концы цепи соединяют соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья, которые, однако, слабее, чем основные. Поэтому обычно стремятся применять цепи с четным числом звеньев. Соединительное звено С

служит для соединения двух концов цепи с четным числом шагов, а переходное звено *П* — с нечетным. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Пластины очерчивают контуром, напоминающим цифру 8 и приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению.

Материал пластин роликовых цепей — сталь 50 (с закалкой до *HRC* 38—45); валиков, втулок, роликов — стали 15, 20, 25 (с последующей цементацией и закалкой до *HRC* 52—60).

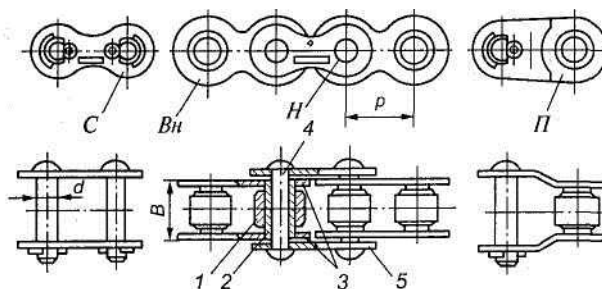


Рис. 1. Роликовая цепь: 1 — ролик; 2 — втулка; 3 — пластины внутреннего звена; 4 — валик; 5 — пластины наружного звена

В машиностроении чаще применяют однорядные роликовые цепи (см. рис.1, *а* и 2). При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Многорядные цепи (двухрядные и др.) содержат несколько ветвей однорядных цепей, соединенных удлиненными валиками. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей почти пропорциональны числу рядов.

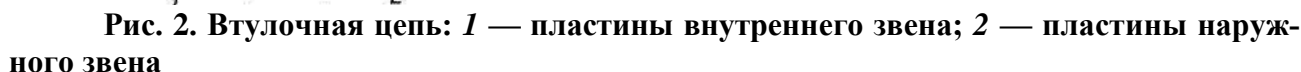
Роликовые цепи нормальной точности ПРЛ стандартизированы в диапазоне шагов 15,875...50,8 и рассчитаны на разрушающую нагрузку на 10...30% меньше, чем у цепей повышенной точности.

Длиннозвенные роликовые цепи ПРД выполняют в удвоенном шаге по сравнению с обычными роликовыми. Поэтому они легче и дешевле обычных. Их целесообразно применять при малых скоростях, в частности, в сельскохозяйственном машиностроении.

Втулочные цепи (рис.2) по конструкции аналогичны предыдущим. Эти цепи отличаются от роликовых отсутствием ролика, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира. В зацепление с зубьями звездочки входит непосредственно втулка; изнашивание звездочки значительно большее, чем при использовании роликовой цепи. Эти цепи изготовляют с шагом только 9,525 мм и применяют, в частности, в мотоциклах и в автомобилях (привод к распределительному валу). Цепи показывают достаточную работоспособность.

Роликовые цепи с изогнутыми пластинами ПРИ набирают из одинаковых звеньев, подобных переходному звену. В связи с тем, что пластины работают на изгиб и поэтому обладают повышенной податливостью, эти цепи применяют при динамических нагрузках (ударах, частых реверсах и т. д.).

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают: тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа (например, *Цепь ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568 -75**). У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.



Параметр		Роликовые и втулочные однорядные нормальные по ГОСТ 13568-75 (звездочки по ГОСТ 591-69)									
Шаг, мм			12,7	15,8 7	19,05	25,4	31,75		50,8		
Разрушающая нагрузка F , кН		4,5	17,8	22,1	31,0	55,1	86,2		223,1		
Ширина внутреннего звена B_o или ширина цепи B , мм		3,0	5,4	6,48	12,70	15,68	19,05		31,75		
Диаметр валика d , мм		2,31	4,45	5,08	5,96	7,95	9,55		14,29		
Масса 1 м цепи q , кг		0,20	0,65	0,80	19		3,8		9,70		
Допускаемый коэффициент запаса прочности $[s]$ при частоте вращения, об/мин	До 50	-	7	7	7	7	7		,7-		
	400	-	8,5	8,5	9,3	9,3	10,2	11,7			
	800	-	10,2	10,2	11,7	11,7	14,8	16,3			
	1000	-	11,0	11,0	12,9	12,9	16,3	-			
	1200	-	11,7	11,7	14	14	19,5	-			
	1600	-	13,2	13,2	-	-	-	-			
	2800	-	18,0	18,0	-	-	-	-			
Допускаемое давление* в шарнирах цепей $[p]$, МПа, при частоте вращения, об/мин	До 50	-	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3		34,3		
	400	-	28,1	28,1	25,7	25,7	23,7	20,6			
	800	-	23,7	23,7	20,6	20,6	28,1	14,7			
	1000	-	22,0	22,0	18,6	18,6	16,3	-			
	1200	-	20,6	20,6	17,2	17,2	14,7	-			
	600		8,1	8,1	4,7	4,7	-		-		
	800		3,4	3,4			-		-		
Наибольшие допустимые частоты вращения - малой звездочки, об/мин при числе зубьев z	5		300	900	350	150		1000		600	
	3		500	100	500	250	100		50		
							1		1		

	0		600	200	550	300	100	00
	7-35						-	-
Допустимое число ударов $[U]$ за 1 с	-	60	50	35	30	25	15	
Рекомендуемая, наибольшая скорость v , м/с	Для роликовых цепей до 15				для втулочных до 1			
Рекомендуемые числа зубьев меньшей звездочки z при передаточном числе	1-2			30-27				
	2-3			27-25				
	3-4			25-23				
	4-5			23-21				
	5-6			21-16				
	>6			17-15				

*При втулочно-роликовой цепи $z_1 = 15 \div 30$; при зубчатой $z_1 = 17 \div 35$.

Зубчатые цепи (рис. 3) состоят из набора зубчатых пластин 1, шарнирно соединенных между собой с помощью валиков 2 (рис. 3, а). Каждая пластина имеет по два зуба со впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочие (внешние) поверхности зубьев этих пластин (поверхности контакта со звездочками, ограничены плоскостями и наклонены одна к другой под углом вклинивания α , равным 60°). Этими поверхностями каждое звено садится на два зуба звездочки. Зубья звездочек имеют трапециевидный профиль. Для предохранения цепи от схода со звездочек предусмотрены внутренние направляющие пластины 3. Количество пластин 1 зависит от передаваемой мощности. Пластины в звеньях раздвинуты на толщину одной или двух пластин сопряженных звеньев. Эти пластины изготавливают из стали 50 с закалкой до HRC 38—45.

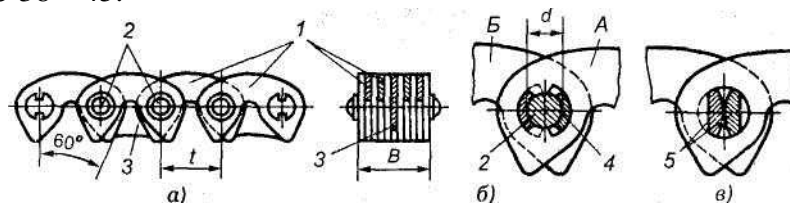


Рис. 3. Зубчатая цепь: 1 — пластины; 2 — валики; 3 — направляющие пластины; 4 — шарнир; 5 — призмы

Зубчатые цепи поставляют с шарниром 4 (трения скольжения, см. рис. 4, б) или шарниром 5 (призмы, закрепленные в пластинах) (трения качения, см. рис. 4, в). В настоящее время в основном изготавливают цепи с шарнирами качения, которые стандартизованы (ГОСТ 13552—81*). Для образования шарниров в отверстия звеньев вставляют призмы с цилиндрическими рабочими поверхностями. Призмы опираются на лыски. При специальном профилировании отверстия пластин и соответствующих поверхностей призм можно получить в шарнире практически чистое качение. Имеются экспериментальные и эксплуатационные данные о том, что ресурс зубчатых цепей с шарнирами качения во много раз выше, чем цепей с шарнирами скольжения.

Во избежание бокового сползания цепи со звездочек предусматривают направляющие пластины, представляющие собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звездочек. Применяют внутренние или боковые направляющие пластины. Внутренние направляющие пластины требуют проточки соответствующей канавки на звездочках. Они обеспечивают

лучшее направление при высоких скоростях и имеют основное применение. Вкладыш 4 и призмы 5 изготавливают из цементуемых сталей 15 и 20 с закалкой до $HRC\ 52—60$. В зависимости от расположения зубьев цепи бывают односторонними и двусторонними.

Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, повышенная кинематическая точность и допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

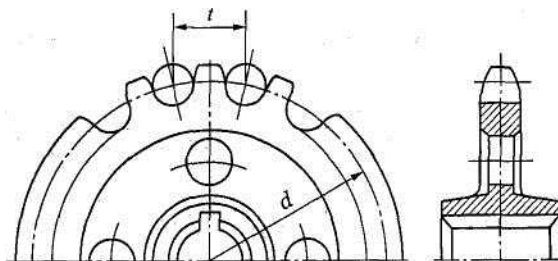


Рис. 4. Звездочка втулочной и роликовой цепей

Звездочки для приводных цепей. По конструкции звездочки напоминают зубчатые колеса. Профиль их зубьев зависит от типа цепи. Звездочки роликовой и втулочной цепей (рис. 4) имеют рабочий профиль зуба, очерченный дугой окружности; звездочки зубчатых цепей (рис. 5) — прямолинейный рабочий профиль. В связи с тем, что зубья звездочек в роликовых передачах имеют относительно небольшую ширину, звездочек в роликовых передачах имеют относительно небольшую ширину, звездочки нередко изготавливают из диска и ступицы, соединяемых болтами, заклепками или сваркой.

Для облегчения замены после износа, звездочки, устанавливаемые на валах между опорами, в машинах с трудной разборкой делают разъемными по диаметральной плоскости. Плоскость разъема проходит через впадины зубьев, для чего числа зубьев звездочки приходится выбирать четным. Долговечность и надежность цепей передачи во многом зависит от правильного выбора профиля зубьев звездочки, ее параметров, материала и термической обработки.

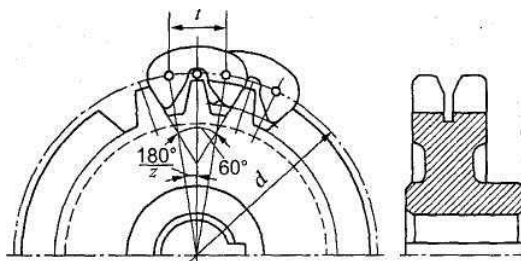


Рис. 5. Звездочка зубчатой цепи

Важным фактором для увеличения долговечности цепной передачи является правильный выбор числа зубьев меньшей звездочки. При малом числе зубьев плавность передачи снижается, наблюдается повышенное изнашивание цепи из-за большого угла поворота шарнира и значительных динамических усилий. При износе шарниров и увеличении в связи с этим шага цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем выше, чем больше чис-

ло зубьев звездочки. При большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зуб цепь соскакивает с ведомой звездочки.

Рекомендуемые числа зубьев меньшей звездочки z_1 в зависимости от передаточного числа приведены в табл. Максимальное число зубьев большей звездочки z_2 также ограничено: для втулочной цепи $z_2 < 90$; для роликовой $z_2 < 120$; для зубчатой $z_2 < 140$. Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Материал звездочек выбирают в зависимости от назначения и конструкции передачи. Звездочки с большим числом зубьев тихоходных передач (до 3 м/с) при отсутствии ударных нагрузок допустимо изготавливать из чугуна марки СЧ 20, СЧ 30 с закалкой. В неблагоприятных условиях с точки зрения износа, например в сельскохозяйственных машинах, применяют антифрикционный и высокопрочный чугун с закалкой. Для изготовления ведущих звездочек с малым числом зубьев ($z_2 < 30$) неотвественного назначения применяют сталь 20 (цементация, закалка, отпуск); ответственного назначения — сталь 40, 50 (закалка, отпуск); при повышенных передаваемых нагрузках сталь 40Х, 45Х, 45ХН (закалка, отпуск). Для ведомых звездочек больших диаметров с большим числом зубьев ($z_2 > 50$), кроме перечисленных материалов, может быть применен серый чугун СЧ15, СЧ20, СЧ35 и др. При необходимости бесшумной и плавной работы передач мощностью $P \leq 5$ кВт и $v \leq 8$ м/с можно изготавливать венцы звездочек из пластмасс — текстолита, полиформальдегида, полиамидов, что приводит к снижению шума и к повышению долговечности цепей (в связи со снижением динамических нагрузок).

Вследствие невысокой прочности пластмасс применяют также металлопластмассовые звездочки.

Тяговые цепи

Тяговые цепи подразделяют на три основных типа: пластинчатые по ГОСТ 588—81*; разборные по ГОСТ 589 85; круглозвенные (нормальной и повышенной прочности) соответственно по ГОСТ 2319—81.

Пластинчатые цепи служат для перемещения грузов под любым углом к горизонтальной плоскости в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.). Они обычно состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без втулок; для них характерны большие шаги, так как боковые пластины часто используют для закрепления полотна транспортера. Скорости движения цепей этого типа обычно не превышают 2...3 м/с.

Круглозвенные цепи используют в основном для подвеса и подъема грузов.

Существуют специальные цепи, передающие движение между звездочками с взаимно перпендикулярными осями. Валики (оси) двух соседних звеньев такой цепи взаимно перпендикулярны.

Все цепи стандартизованы в мировом масштабе. Основным параметром является шаг цепи t , который выражается в миллиметрах или дюймах. В таблицах ГОСТа приводятся также стандартные ширины цепей, минимальное число зубьев звездочки, предельное число оборотов, допускаемые нагрузки и вес.

Расчет передачи зубчатой цепью

Шаг цепи t выбирают в зависимости от максимально допустимой частоты вращения n_{1max} меньшей звездочки.

Число зубьев z_1 меньшей звездочки принимают по формуле, при этом учитывают, что с увеличением числа зубьев z_1 давление в шарнире, шаг и ширина цепи уменьшаются, а долговечность цепи соответственно увеличивается.

Исходя из критерия износостойкости шарнира зубчатой цепи по известным P_1 (кВт), t (мм) и v (м/с) вычисляют требуемую ширину B (мм) цепи:

$$B = \frac{250 K_3 P_1}{K_v p \sqrt[3]{v^2}},$$

где $K_3 = K_d$ — коэффициент эксплуатации для зубчатых цепей;

K_v — скоростной коэффициент, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за центробежных сил.

$$K_v = 1 \dots 1,1 \cdot 10^{-3} v^2$$

Потери на трение. Конструирование передач

Потери на трение в цепных передачах складываются из потерь: а) на трение в шарнирах; б) на трение между пластинами; в) на трение между звездочкой и звеньями цепи, а в роликовых цепях также между роликом и втулкой, при входе звеньев в зацепление и выходе из зацепления; г) на трение в опорах; д) потерь на разбрызгивание масла.

Основными являются потери на трение в шарнирах и опорах.

Потери на разбрызгивание масла существенны только при смазывании цепи окунанием на предельной для этого вида смазки скорости $v = 10 \dots 15$ м/с.

Цепные передачи располагают так, чтобы цепь двигалась в вертикальной плоскости, причем взаимное положение по высоте ведущей и ведомой звездочек может быть произвольным. Оптимальными расположениями цепной передачи являются горизонтальное и наклонное под углом до 45° к горизонту. Вертикально расположенные передачи требуют более тщательной регулировки натяжения цепи, так как ее провисание не обеспечивает самонатяжения; поэтому целесообразно хотя бы небольшое взаимное смещение звездочек в горизонтальном направлении.

Ведущей в цепных передачах может быть как верхняя, так и нижняя ветви. Ведущая ветвь должна быть верхней в следующих случаях:

а) в передачах с малым межосевым расстоянием ($a < 30P$ при $u > 2$) и в передачах, близких к вертикальным, во избежание захвата провисающей верхней ведомой ветвью дополнительных зубьев;

б) в горизонтальных передачах с большим межосевым расстоянием ($a > 60P$) и малыми числами зубьев звездочек во избежание соприкосновения ветвей.

Натяжение цепей

По мере изнашивания и контактных обмятий шарниров цепь вытягивается, стрела провисания f ведомой ветви увеличивается, что вызывает захлестывание звездочки цепью. Для передач с углом наклона $\theta < 45^\circ$ наклона к горизонту $[f] < 0,02a$; при $\theta > 45^\circ$ $[f] < 0,015a$, где a — межосевое расстояние. Поэтому цепные передачи, как правило, должны иметь возможность регулирования ее натяжения. Предварительное натяжение существенно в вертикальных передачах. В горизонтальных и наклонных передачах зацепление цепи со звездочками обеспечивается натяжением от собственной силы тяжести цепи, но стрела провисания цепи должна быть оптимальной в указанных выше пределах.

Регулирование натяжения цепи осуществляют устройствами, аналогичными применяемым для натяжения ремня, т.е. перемещением вала одной из звездочек, нажимными роликами или оттяжными звездочками.

Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке — два звена цепи удаляют. Увеличение шага цепи вследствие износа в шарнирах не компенсируется ее натяжением. По мере изнашивания цепи шарниры располагаются все ближе к вершинам зубьев и возникает опасность соскакивания цепи со звездочек.

Регулирующие звездочки и ролики следует по возможности устанавливать на ведомой ветви цепи в местах ее наибольшего провисания. При невозможности установки на ведомой ветви их ставят на ведущей, но для уменьшения вибраций - с внутренней стороны, где они работают как оттяжные. В передачах с зубчатой цепью ПЗ-1 регулирующие звездочки могут работать только как оттяжные, а ролики как натяжные. Число зубьев регулирующих звездочек выбирают равным числу малой рабочей звездочки или большим. При этом в зацеплении с регулирующей звездочкой должно быть не меньше трех звеньев цепи. Перемещение регулирующих звездочек и роликов в цепных передачах аналогично таковому в ременных передачах и осуществляется грузом, пружиной или винтом. Наибольшее распространение имеет конструкция звездочки с эксцентрической осью, поджимаемой спиральной пружиной.

Известно успешное применение цепных передач роликовыми цепями повышенного качества в закрытых картерах при хорошем смазывании с неподвижными осями звездочек без специальных натяжных устройств.

Смазывание

Смазывание цепи оказывает решающее влияние на ее долговечность.

Для ответственных силовых передач следует по возможности применять непрерывное картерное смазывание видов:

а) окунанием цепи в масляную ванну, причем погружение цепи в масло в самой глубокой точке не должно превышать ширины пластины; применяют до скорости цепи 10 м/с во избежание недопустимого взбалтывания масла;

б) разбрызгивание с помощью специальных разбрызгивающих выступов или колец и отражающих щитков, по которым масло стекает на цепь, применяют при скорости 6...12 м/с в случаях, когда уровень масла в ванне не может быть поднят до расположения цепи;

в) циркуляционное струйное смазывание от насоса, наиболее совершенный способ, применяют для мощных быстроходных передач;

г) циркуляционное центробежное с подачей масла через каналы в валах и звездочках непосредственно на цепь; применяют при стесненных габаритах передачи, например, в транспортных машинах;

д) циркуляционное смазывание распылением капель масла в струе воздуха под давлением; применяют при скорости более 12 м/с.

В среднескоростных передачах, не имеющих герметичных картеров, можно применять пластичное внутришарнирное или капельное смазывание. Пластичное внутришарнирное смазывание осуществляют периодическим, через 120...180 ч, погружением цепи в масло, нагретое до температуры, обеспечивающей его разжижение. Пластичный смазочный материал применим при скорости цепи до 4 м/с, а капельное смазывание - до 6 м/с.

В передачах с цепями крупных шагов предельные скорости для каждого способа смазывания несколько ниже.

При периодической работе и низких скоростях движения цепи допустимо периодическое смазывание с помощью ручной масленки (через каждые 6...8 ч). Масло подается на нижнюю ветвь у входа в зацепление со звездочкой.

За рубежом начали выпускать для работы при легких режимах цепи, не требующие смазывания, трущиеся поверхности которых покрыты самосмазывающимися антифрикционными материалами.

Растяжение и сжатие

Учет собственного веса при растяжении и сжатии

Подбор сечений с учетом собственного веса (при растяжении и сжатии)

При установлении внешних сил, растягивающих или сжимающих элементы конструкций, мы до сих пор игнорировали собственный вес этих элементов. Возникает вопрос, не вносится ли этим упрощением расчета слишком большая погрешность? В связи с этим подсчитаем величины напряжений и деформаций при учете влияния собственного веса растянутых или сжатых стержней.

Пусть вертикальный стержень (рис.6, а) закреплен своим верхним концом; к нижнему его концу подвешен груз P . Длина стержня l , площадь поперечного сечения F , удельный вес материала γ и модуль упругости E . Подсчитаем напряжения по сечению AB , расположенному на расстоянии x от свободного конца стержня.

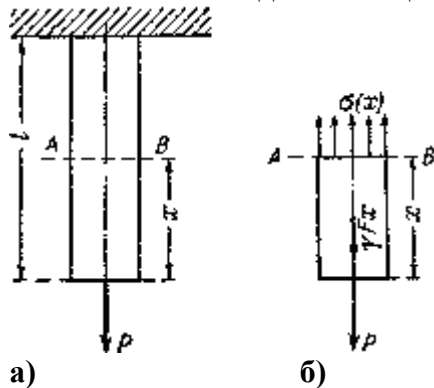


Рис.6.

Рассечем стержень сечением AB и выделим нижнюю часть длиной x с приложенными к ней внешними силами (рис.6, б) — грузом P и ее собственным весом $\gamma F x$. Эти две силы уравниваются напряжениями, действующими на площадь AB от отброшенной части. Эти напряжения будут нормальными, равномерно распределенными по сечению и направленными наружу от рассматриваемой части стержня, т. е. растягивающими. Величина их будет равна:

$$\sigma(x) = \frac{P + \gamma F x}{F} = \frac{P}{F} + \gamma x$$

Таким образом, при учете собственного веса нормальные напряжения оказываются неодинаковыми во всех сечениях. Наиболее напряженным, *опасным*, будет верхнее сечение, для которого x достигает наибольшего значения l ; напряжение в нем равно:

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{F} + \gamma l$$

Условие прочности должно быть выполнено именно для этого сечения:

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{P}{F} + \gamma l \right) \leq [\sigma]$$

Отсюда необходимая площадь стержня равна:

$$F \geq \frac{P}{[\sigma] - \gamma l}$$

От формулы, определяющей площадь растянутого стержня без учета влияния собственного веса, эта формула отличается лишь тем, что из допускаемого напряжения вычитается величина γ .

Чтобы оценить значение этой поправки, подсчитаем ее для двух случаев. Возьмем стержень из мягкой стали длиной 10 м; для него $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$, а величина $\gamma = 78,5 \text{ Н/мм}^2$. Таким образом, для стержня из мягкой стали поправка составит 78,5/140 т. е. около 0,6%. Теперь возьмем кирпичный столб высотой тоже 10 м; для него $[\sigma] = 1,2 \text{ МПа}$, а величина $\gamma = 18 \text{ Н/мм}^2$. Таким образом, для кирпичного столба поправка составит 18/1,2, т.е. уже 15%.

Вполне понятно, что влиянием собственного веса при растяжении и сжатии стержней можно пренебрегать, если мы не имеем дела с длинными стержнями или со стержнями из материала, обладающего сравнительно небольшой прочностью (камень, кирпич) при достаточном весе. При расчете длинных канатов подъемников, различного рода длинных штанг и высоких каменных сооружений (башни маяков, опоры мостовых ферм) приходится вводить в расчет и собственный вес конструкции.

В таких случаях возникает вопрос о целесообразной форме стержня. Если мы подберем сечение стержня так, что дадим одну и ту же площадь поперечного сечения по всей длине, то материал стержня будет плохо использован; нормальное напряжение в нем дойдет до допускаемого лишь в одном верхнем сечении; во всех прочих сечениях мы будем иметь *запас* в напряжениях, т. е. излишний материал. Поэтому желательно так запроектировать размеры стержня, чтобы во всех его поперечных сечениях (перпендикулярных к оси) нормальные напряжения были постоянны,

Такой стержень называется стержнем *равного сопротивления* растяжению или сжатию. Если при этом напряжения равны допускаемым, то такой стержень будет иметь наименьший вес.

Возьмем длинный стержень, подверженный сжатию силой P и собственным весом (рис.7). Чем ближе к основанию стержня мы будем брать сечение, тем больше будет сила, вызывающая напряжения в этом сечении, тем большими придется брать размеры площади сечения. Стержень получит форму, расширяющуюся книзу. Площадь сечения F будет изменяться по высоте в зависимости от x , т. е. $F = f(x)$.

Установим этот закон изменения площади в зависимости от расстояния сечения x от верха стержня.

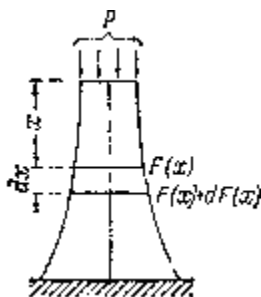


Рис.7.

Площадь верхнего сечения стержня F_0 определится из условия прочности:

$$\frac{P}{F_0} = [\sigma] \quad \text{и} \quad F_0 = \frac{P}{[\sigma]}$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на сжатие; напряжения во всех прочих сечениях стержня также должны равняться величине

$$\sigma = [\sigma] = \frac{P}{F_0}$$

Чтобы выяснить закон изменения площадей по высоте стержня, возьмем два смежных бесконечно близких сечения на расстоянии x от верха стержня; расстояние между сечениями dx ; площадь верхнего назовем $F(x)$, площадь же смежного $F(x) + dF(x)$.

Приращение площади $dF(x)$ при переходе от одного сечения к другому должно воспринять вес $\gamma F(x)dx$ элемента стержня между сечениями. Так как на площади $dF(x)$ он должен вызвать напряжение, равное допускаемому $[\sigma]$, то $dF(x)$ определится из условия:

$$\frac{\gamma F(x)dx}{dF(x)} = [\sigma]$$

Отсюда:

$$\frac{dF(x)}{F(x)} = \frac{\gamma}{\sigma} dx$$

После интегрирования получаем:

$$\ln F(x) + C = \frac{\gamma}{[\sigma]} x$$

При $x = 0$ площадь $F(x) = F_0$; подставляя эти значения, имеем:

$$\ln F_0 + C = 0 \quad \text{и} \quad C = -\ln F_0$$

Отсюда

$$\frac{\gamma}{[\sigma]} x = \ln F(x) - \ln F_0 = \ln \frac{F(x)}{F_0}, \quad \frac{F(x)}{F_0} = e^{\frac{\gamma}{[\sigma]} x}$$

$$F(x) = F_0 e^{\frac{\gamma}{[\sigma]} x}$$

Если менять сечения точно по этому закону, то боковые грани стержня получают криволинейное очертание (рис.7), что усложняет и удорожает работу. Поэтому обычно такому сооружению придают лишь приближенную форму стержня равного сопротивления, например в виде усеченной пирамиды с плоскими гранями. Приведенный расчет является приближенным. Мы предполагали, что по всему сечению стержня равного сопротивления передаются только нормальные напряжения; на самом деле у краев сечения напряжения будут направлены по касательной к боковой поверхности.

В случае длинных канатов или растянутых штанг форму стержня равного сопротивления осуществляют тоже приближенно, разделяя стержень по длине на ряд участков; на протяжении каждого участка сечение остается постоянным (рис.8) — получается так называемый эквивалентный ступенчатый стержень.

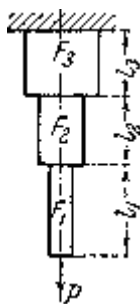


Рис.8.

Определение площадей $F_1, F_2 \dots$ при выбранных длинах производится следующим образом. Площадь поперечного сечения первого нижнего участка будет по формуле равна:

$$F_1 = \frac{P}{[\sigma] - \gamma_1}$$

Чтобы получить площадь поперечного сечения второго участка, надо нагрузить его внешней силой P и весом первого участка $\gamma F_1 l_1$:

$$F_2 = \frac{P + \gamma F_1 l_1}{[\sigma] - \gamma_2}$$

Для третьего участка к внешней силе добавляются веса первого и второго участков. Подобным же образом поступают и для других участков.

Деформации при действии собственного веса

При определении влияния собственного веса на деформацию при растяжении и сжатии стержней придется учесть, что относительное удлинение различных участков стержня будет переменным, как и напряжение $\sigma(x)$. Для вычисления полного удлинения стержня постоянного сечения определим сначала удлинение бесконечно малого участка стержня длиной dx , находящегося на расстоянии x от конца стержня (рис.9).

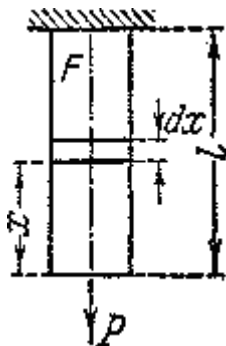


Рис.9.

Абсолютное удлинение этого участка равно

$$\Delta dx = \frac{(P + \gamma F) dx}{EF} = \frac{dx}{E} \left[\frac{P}{F} + \gamma x \right]$$

Полное удлинение стержня Δl равно:

$$\Delta l = \int_0^l \Delta dx = \int_0^l \frac{dx}{E} \left[\frac{P}{F} + \gamma x \right] = \frac{Pl}{EF} + \frac{\gamma^2}{2E} = \frac{\left[P + \frac{\gamma Fl}{2} \right] l}{EF}$$

Величина γF представляет собой полный вес стержня. Таким образом, для вычисления удлинения от действия груза и собственного веса можно воспользоваться прежней формулой:

$$\Delta l = \frac{Sl}{EF}$$

подразумевая под S внешнюю силу и половину собственного веса стержня.

Что же касается деформаций стержней равного сопротивления, то, так как нормальные напряжения во всех сечениях одинаковы и равны допускаемым $[\sigma]$, относительное удлинение по всей длине стержня одинаково и равно

$$\varepsilon = \frac{[\sigma]}{E}$$

Абсолютное же удлинение при длине стержня l равно:

$$\Delta l = \varepsilon l = \frac{[\sigma]l}{E} = \frac{Pl}{EF_0}$$

Деформацию ступенчатых стержней следует определять по частям, выполняя подсчеты по отдельным призматическим участкам. При определении деформации каждого участка учитывается не только его собственный вес, но и вес тех участков, которые влияют на его деформацию, добавляясь к внешней силе. Полная деформация получится суммированием деформаций отдельных участков.

НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Расчет прочности заклепочных швов

Методику определения основных соотношений размеров прочных швов рассмотрим на примере однорядного шва внахлестку, нагруженного поперечной силой F_r (рис. 8).

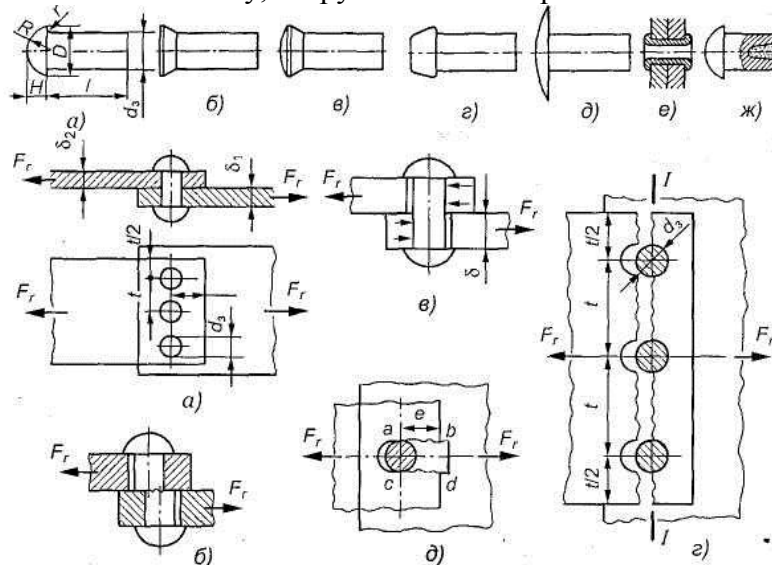


Рис. 1. К расчету соединений заклепками

Введем обозначения: d_3 — диаметр заклепки; δ_1 и δ_2 — толщина склепываемых деталей (листов); t — расстояние между заклепками в ряду (или шаг заклепок); e — расстояние от центра заклепки до края детали (листа); z — число заклепок в ряду.

При расчете на прочность силы трения на стыке деталей не учитывают (принимают, что нагрузка передается только заклепками); считают, что нагрузка между заклепками распределяется равномерно, а диаметр заклепки равен диаметру отверстия ($d_3 = d_{отв}$).

Параметр d_3 определяется из расчета на прочность.

Причинами разрушения заклепочного соединения могут быть следующие: срез заклепок в плоскости соединения деталей (см. рис. 1, б); смятие заклепок и листов (см. рис. 25, в); разрыв листов в сечении, ослабленном отверстиями (см. рис. 25, г); срез кромки листа (в сечении ab и cd) у отверстия под заклепку (см. рис. 25, д).

Расчет заклепочного шва заключается в определении d_3 , t и e . Расчет ведется по эмпирическим соотношениям, полученным из условия равнопрочности заклепок и соединяемых листов, с последующей проверкой листов на прочность и уточнением коэффициента прочности шва.

Расчет параметров заклепки.

Диаметр заклепки определяют из условия прочности на срез ($\tau_{cp} \leq [\tau]_{cp}$) по формуле проекторочного расчета

$$d_3 = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi i z} [\tau]_{cp,z}} \quad (1)$$

где F_r — поперечная сила, действующая на заклепки, Н; i — число плоскостей среза одной заклепки; для заклепки, показанной на рис. 25 $i = 1$; z — число заклепок (задается конструкцией шва); $[\tau]_{cp,z}$ — допускаемое напряжение на срез для заклепок, МПа (табл. 1).

Таблица 1. Допускаемые напряжения для прочных стальных заклепочных швов при статической нагрузке

Элемент шва	Вид деформации, напряжение	Способ изготовления отверстия	Допускаемые напряжения, МПа	
			Ст2	Ст3
Склепываемые детали	Растяжение $[\sigma]_p$	-	140	160
		-	90	100
Заклепки	Срез $[\tau]_{cp}$	Продавливание	100	100
	Срез $[\tau]_{cp}$	Сверление	140	140
		Продавливание	240	280
	Смятие $[\sigma]_{cm}$	Сверление	280	320

Примечание. При переменных нагрузках допускаемые напряжения рекомендуют понижать в среднем на 10 – 20%.

Полученный по формуле (1) размер d_3 округляют до ближайшего большего стандартного значения (табл. 1).

Расчет на срез обеспечивает прочность — заклепок, но не гарантирует надежность соединения в целом. Если толщина соединяемых элементов (листов) недостаточна, то давления, возникающие между стенками их отверстий и заклепками, получаются недопустимо большими. В результате стенки отверстий обминаются и соединение становится ненадежным. Давления, возникающие между поверхностями отверстий и соединительных деталей, принято условно называть напряжениями смятия и обозначать σ_{cm} .

Заклепочное соединение проверяют на смятие по формуле

$$\sigma_{cm} = \frac{F_r}{\delta d_3 z}; \quad (2)$$

$$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}, \quad (3)$$

где $\sigma_{см}$ и $[\sigma]_{см}$ - расчетное и допускаемое напряжения на смятие для заклепочного соединения, МПа (см. табл. 1): δ — толщина самой тонкой склепываемой детали, мм.

Таблица 2. Размеры (мм) заклепок с полукруглой головкой (см. рис. 7, а)

d_3	D	H	R	r, \max	l
6	11	3,6	6	0,4	10-42
7	12,8	4,2	7	0,4	14-50
8	14	4,8	7,5	0,4	16-60
10	16	6	9	0,5	16-85
13	21	8	11	0,5	22-100
16	25	9,5	13	1	26-110
19	30	11	16	1	32-150
22	35	13	18	1	38-180
25	40	15	21	1	52-180
28	45	17	23,5	1,5	55-180

В формуле (3) $\sigma_{см}$ принимают для менее прочного из контактирующих материалов (заклепок или соединяемых листов).

Вывод формулы диаметра заклепки.

Условие прочности на срез одной заклепки для рассматриваемой расчетной схемы (см. рис. 25):

$$\tau_{ср.з} = \frac{F_r}{Aiz} \leq [\tau]_{ср.з}.$$

Здесь A — площадь опасного сечения заклепки, мм². Отсюда

$$\tau_{ср.з} = \frac{4F_r}{\pi d_3^2 iz} \leq [\tau]_{ср.з},$$

получим (см. 11)

$$d_3 = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi iz [\tau]_{ср.з}}}.$$

Расчет параметров заклепочного шва и проверка прочности соединяемых деталей (листов).

1. Геометрические параметры заклепочного шва (см. рис. 8) определяют по эмпирическим формулам.

Шаг заклепочного шва в зависимости от числа рядов

$$t = (3 \div 6) d_3, \quad (4)$$

для однорядного шва внахлестку $t=3d_3$ (для двухрядного ($t=4d_3$)); для однорядного шва с двумя накладками $t= 3,5d_3$ (для двухрядного ($t= 6d_3$)).

Расстояние от центра заклепки до края детали (листа):

для отверстий, полученных сверлением,

$$e=1,65d_3;$$

для продавленных отверстий

$$e = 2d_3. \quad (5)$$

Толщина накладок (см. рис. 23)

$$\delta \approx 0,5d_3. \quad (6)$$

Толщина склепываемых деталей (листов) (см. рис. 6)

$$s_1 \approx s_2 \approx 0,8\delta. \quad (17)$$

Расстояние между рядами заклепок (см. рис. 5)

$$a \geq 0,6t. \quad (8)$$

2. Прочность соединяемых деталей (листов) проверяют: на растяжение в сечении I-I (см. рис. 8, г) по формуле

$$\sigma_p = \frac{F_r}{\delta(t - d_3)z} \leq [\sigma]_p, \quad (9)$$

где σ_p и $[\sigma]_p$ — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для соединяемых деталей (листов) (см. табл. 1).

Коэффициент прочности шва

Отверстия под заклепки снижают прочность соединяемых деталей на растяжение. Число, показывающее, во сколько раз прочность на растяжение детали с отверстиями под заклепки меньше прочности на растяжение той же детали без отверстий, называют коэффициентом прочности шва и обозначают буквой φ .

$$\varphi = \frac{t - d_3}{t}, \quad (10)$$

φ всегда меньше единицы. Чем больше значение φ , тем лучше использован материал склепываемых деталей. Значения коэффициента φ зависят от конструкции шва.

Для однорядного шва внахлестку $\varphi = 0,65$;

Для двухрядного шва внахлестку $\varphi = 0,75$;

Для однорядного шва с двумя накладками $\varphi = 0,71$;

Для двухрядного с двумя накладками $\varphi = 0,84$.

Для повышения значения φ уменьшают d_3 и увеличивают t , т.е. применяют многорядные двухсрезные швы.

Проектировочный расчет прочных заклепочных швов при заданной нагрузке и заданном типе шва

С учетом материала, изложенного в предыдущем пункте, при известных параметрах F_r и φ (φ характеризует тип шва) расчет прочных заклепочных швов выполняют в следующей последовательности.

1. По заданному типу шва выбирают коэффициент прочности шва ($[\varphi] = 0,65 \dots 0,84$, см. выше).

2. Определяют необходимую площадь сечения A скрепляемых деталей (листов) из условия прочности на растяжение с учетом ее ослабления отверстиями под заклепки по формуле

$$A \geq \frac{F_r}{[\varphi][\sigma]_p}, \quad (11)$$

где F_r — нагрузка, действующая на заклепочное соединение; $[\varphi]$ — принимаемый коэффициент прочности шва; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение материала деталей (см. табл.2).

3. По формулам (4)—(8) определяют диаметр заклепки ($d_3 \approx 25$) и параметры шва t , e , a .

4. Число заклепок в шве определяют из условий прочности на срез

$$z = \frac{4F_r}{\pi d_3^2 [\tau]_{ср.з}}$$

и на смятие

$$z = \frac{F_r}{\delta d_3 [\sigma]_{с.м.}}$$

Принимают большее из двух полученных значений z . Для исключения возможности поворота соединяемых деталей число заклепок принимают $z \geq 2$.

5. Разрабатывают конструкцию заклепочного шва (при этом уточняют параметры шва t , e , a , s).

6. Спроектированный заклепочный шов проверяют по формуле (9) на разрыв деталей (листов).

7. По формуле (10) определяют действительное значение φ и сравнивают его с предварительно принятым $[\varphi]$. Если $\varphi < [\varphi]$, параметры шва уточняют.

Сварные соединения

Расчет сварных соединений

Расчет стыковых соединений.

Швы этих соединений работают на растяжение или сжатие в зависимости от направления действующей нагрузки (рис.1, а и б). Основным критерием работоспособности стыковых швов является их *прочность*. Соединение разрушается в зоне термического влияния и рассчитывается по размерам сечения детали по напряжениям, возникающим в материале детали.

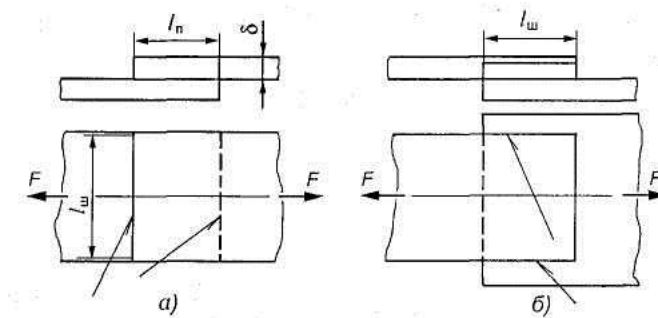


Рис. 1. К расчету стыковых соединений

Проверочный расчет прочности шва на растяжение.

Условие прочности:

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta l_w} \leq [\sigma']_p, \quad (1)$$

где σ'_p , $[\sigma']_p$ — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для шва (табл.1);

F — нагрузка, действующая на шов; δ — толщина детали (толщину шва принимают равной толщине детали); l_w — длина шва.

Проектировочный расчет. Целью этого расчета является определение длины шва.

Исходя из основного условия прочности (1), длину стыкового шва при действии растягивающей силы определяют по формуле

$$l_{ш} = \frac{F}{\delta[\sigma']_p} \quad (2)$$

Таблица 1. Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке

Вид деформации, напряжение	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Ручная дуговая электродами	
		Э50А, Э42А	Э50, Э42
Растяжение $[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$	$0,9[\sigma]_p$
Сжатие $[\sigma']_{сж}$	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$
Срез $[\tau']_{ср}$	$0,65[\sigma']_p$	$0,65[\sigma']_p$	$0,6[\sigma']_p$

Расчет угловых швов нахлесточных соединений.

При действии осевой растягивающей (или сжимающей) силы считают, что срез угловых швов происходит по сечению $I-I$ (рис. 2), проходящему через биссектрису прямого угла.

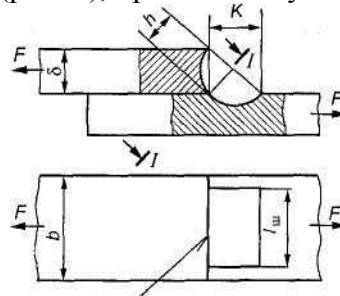


Рис. 2. К расчету соединения внахлестку. Лобовой шов

Опасным напряжением считают касательное напряжение и расчет ведут на срез (напряжениями изгиба пренебрегают). Для нормальных угловых швов длина биссектрисы

$$h = K \cos 45^\circ \approx 0,7K, \quad (3)$$

где h — длина биссектрисы (высота шва в опасном сечении); K — катет шва (принимается не менее 3 мм).

Проверочный расчет. Условие прочности одностороннего лобового шва на срез:

$$\tau'_{ср} = \frac{F}{0,7Kl_{ш}} \leq [\tau']_{ср}, \quad (4)$$

где $\tau'_{ср}$, $[\tau']_{ср}$ — расчетное и допускаемое напряжения среза для шва (см. табл.1); $l_{ш}$ — длина шва; F — нагрузка, действующая на шов.

Проектировочный расчет. Длину одностороннего лобового углового шва (см. рис. 12) при осевом нагружении определяют по формуле

$$l_{ш} = \frac{F}{0,7K[\tau']_{ср}}, \quad (5)$$

длина двустороннего лобового углового шва

$$l_{ш} = \frac{F}{1,4K[\tau']_{ср}} \quad (6)$$

Фланговые угловые швы (см. рис.5, б) рассчитывают по уравнению (6), т. е. аналогично рассмотренному случаю расчета двустороннего лобового шва. Во фланговых швах нагрузка по длине шва распределяется неравномерно (по концам шва увеличивается), поэтому длину фланговых швов стараются ограничить $l_{ш} < (50 \div 60)K$.

РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения

Расчет на прочность соединений с призматическими шпонками

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основной расчет шпоночных соединений расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не проводят. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Рекомендуемая последовательность проектировочного расчета.

В зависимости от диаметра вала d по табл. 1 выбирают размеры шпонки $b \times h$, а ее длину принимают на 5-10 мм меньше длины ступицы, округляя до ближайшего большего значения по стандарту (некоторые стандартные значения l приведены в табл. 1). После подбора шпонки соединение проверяют на смятие. Напряжения смятия определяют в предположении их равномерного распределения по поверхности контакта:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см},$$

где $F_t = 2T/d$ — сила, передаваемая шпонкой; $A_{см}$ — площадь смятия (рис. 1);
 $A_{см} = (h - t_1) \cdot l_p$.

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

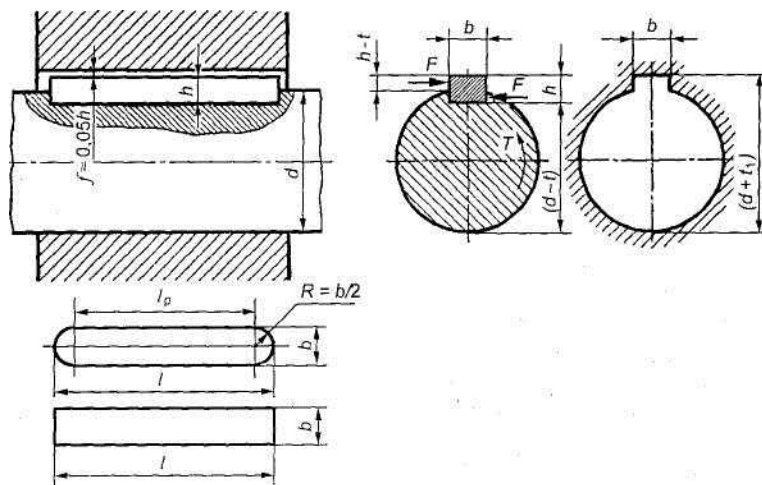
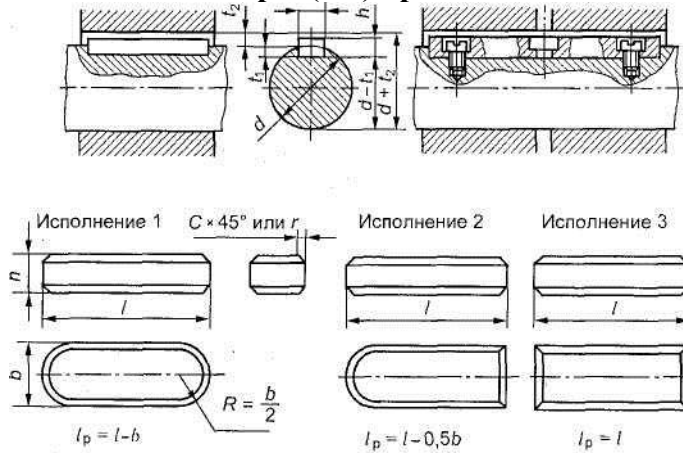


Рис. 1. К расчету на прочность соединения с призматическими шпонками

Таблица 1. Размеры (мм) призматических шпонок



Диаметр вала d	Размеры сечений шпонок		Глубина паза		Радиус закругления пазов R		Предельные размеры длин l шпонок	
	b	h	вала t_1	втулки t_2	min	max	min	max
свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25	10	56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8			14	70
» 22 » 30	8	7	4	3,3			18	90
» 30 » 38	10	8	5		0,25	0,4	22	110
» 38 » 44	12	8					28	140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4	36	160
» 50 » 58	16	10	6	4,3			45	180
» 58 » 65	18	11	7	4,4			50	200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6	56	220
» 75 » 85	22	14	9	5,4			63	250
» 85 » 95	25	14					70	280
» 95 » 110	28	16	10	6,4	0,4	0,6	80	320

Примечание. Длины шпонок выбирают из ряда: 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.

Следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma]_{см}, \quad (1)$$

где T — передаваемый момент, Нмм; d — диаметр вала, мм; $(h - t_1)$ — рабочая глубина паза, мм (см. табл. 6); l_p — рабочая длина шпонки, мм (для шпонок с плоским торцом $l_p = l$, со скругленными торцами $l_p = l - b$; $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение (для чугунных ступиц $[\sigma]_{см} = 60 \div 80$ МПа, для стальных $[\sigma]_{см} = 100 \div 150$ МПа).

Расчетную длину шпонки округляют до ближайшего большего размера (см. табл. 1). Длину ступицы $l_{ст}$ принимают на 8... 10 мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины $1,5d$, то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

В тех случаях, когда длина шпонки получается значительно больше длины ступицы детали, устанавливают две или три шпонки под углом 180 или 120°. При расчете многошпо-

ночного соединения допускают, что нагрузка между всеми шпонками распределяется равномерно.

Формула проекторочного расчета для определения рабочей длины l_p призматической шпонки (шпонки со скругленными концами):

$$l_p = l - b$$

Для ответственных соединений *призматическую шпонку проверяют на срез*

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau]_{cp}, \quad (2)$$

где τ_{cp} — расчетное напряжение на срез, МПа; b — ширина шпонки, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; $[\tau]_{cp}$ — допускаемое напряжение на срез; для сталей с $\sigma_s > 500$ МПа для неравномерной (нижний предел) и спокойной нагрузок (верхний предел) принимают $[\tau]_{cp} = 60 \div 90$ МПа.

Последовательность проверочного расчета шпоночных соединений

Исходные данные:

Передаваемый вращающий момент T .

Диаметр вала d и длина ступицы $l_{ст}$.

Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Задаются видом шпоночного соединения в зависимости от класса машины, конструкции соединяемых деталей, угловой скорости, величины и характера нагрузки.
2. Зная диаметр вала d , по ГОСТу принимают размеры сечения шпонки b и h .
3. В зависимости от длины ступицы задаются длиной шпонки l из стандартного ряда длин. Рекомендуется длину призматических шпонок принимать на 5 – 10 мм меньше длины ступицы.
4. Из условия прочности на смятие, а в соединениях сегментными шпонками и на срез, определяют расчетные напряжения в соединении и сравнивают с допускаемыми значениями. Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то увеличивают длину шпонки и соответственно ступицы или принимают две шпонки. Призматические шпонки устанавливают с шагом в 180° , сегментные – в ряд по длине ступицы.

Шлицевые соединения

Прямобоочные шлицевые соединения различают также по способу центрирования:

- по наружному диаметру D (наиболее точный способ центрирования) (рис.1,а). Центрирование по наружному диаметру наиболее технологично и рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы HB 350. Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала – шлифованием. Этот способ применяется при изготовлении неподвижных соединений в серийном и массовом производствах. Соединение (рис.1,а), во избежание термических короблений, требует чистовой протяжки ступицы после термообработки, поэтому твердость ступицы не может быть выше HRC=30.

- по внутреннему диаметру d (при закаленной ступице) (рис.1,б). Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы, когда калибровка отверстия протяжкой невозможна. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала доводят шлифованием. Применяется в индивидуальном и мелкосерийном произ-

водствах. Соединение (рис.1,б) требует шлифовки вала по посадочному диаметру на специальных станках, зато ступица может быть твердой, так как посадочный диаметр шлифуется на обычных внутришлифовальных станках.

- по боковым граням (при реверсивной работе соединения и отсутствии жестких требований к точности центрирования) (рис.1,в). Центрирование по боковым поверхностям обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузок при пониженной точности центрирования. Соединение (рис.1,в) допускает твердые шлицы на валу и на ступице, однако для обеспечения сборки, считаясь с возможных короблением шлицов при закалке, зазоры в соединении должны быть увеличенными.

Зазор в контакте поверхностей: центрирующих практически отсутствует, нецентрирующих значительный.

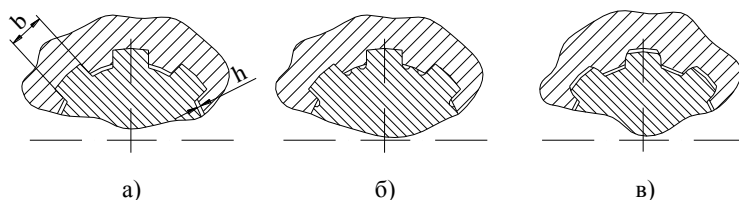


Рис. 1. Центрирование прямобочных зубчатых соединений

Условные обозначения прямобочного шлицевого соединения составляют из обозначения поверхности центрирования D , d или b , числа зубьев z , номинальных размеров $d \times D$ (а также обозначения полей допусков по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев). Например, $D 8 \times 36 H7/g6 \times 40$ означает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами $d = 36$ и $D = 40$ мм и посадкой по центрирующему диаметру $H7/g6$.

По ГОСТ 1139-80 предусматривается три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую, которые отличаются высотой и числом зубьев z . Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя – для подвижных, при перемещении ступицы не под нагрузкой. Тяжелая серия имеет более высокие зубья с большим числом. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов, а также для подвижных соединений при перемещении ступицы под нагрузкой.

Соединения с *эвольвентным профилем* зубьев тоже стандартизованы и используются так же, как и прямобочные, в подвижных и неподвижных соединениях. Угол зацепления $\alpha = 30^\circ$. Ножка зуба усилена. Соединения выполняются по ГОСТ 6033-80 с центрированием по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному диаметру. По сравнению с прямобочными зубьями имеют повышенную прочность, лучше центрируют вал в ступице, позволяют применять типовые процессы зубонарезания. Эвольвентные шлицы создают меньшую концентрацию напряжений у основания шлица, поэтому в настоящее время получают преимущественное распространение. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов при повышенной точности центрирования.

Соединения с *треугольным профилем* зубьев не стандартизованы, их применяют главным образом как неподвижные соединения. Имеют большое число мелких зубьев, поэтому мало ослабляют вал. Выполняются с центрированием по боковым поверхностям, не стандартизованы. Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающих моментов.

Резьбовые соединения

Резьбы метрическая, одноходовая, трапецеидальная, трубная цилиндрическая, трубная коническая, коническая дюймовая с углом профиля 60° имеют технологические элементы, связанные с выходом резьбы, к которым относятся: сбеги, недорезы, проточки и фаски.

Фаски резьбовые. ГОСТ 10549–80

Фаски на стержнях и в отверстиях с резьбой (кроме метрической резьбы) имеют форму усеченного конуса с углом при вершине 90° и высотой Z . Фаски на метрической наружной резьбе имеют угол при вершине конуса 90° и заданный диаметр меньшего основания конуса. Фаски на метрической внутренней резьбе имеют угол при вершине конуса 120° и заданный диаметр большего основания усеченного конуса. Фаски изображают только на проекции, параллельной оси резьбы, или в сечении плоскостью, проходящей через ось резьбы. На проекции на плоскость, перпендикулярную к оси резьбы, фаску не показывают.

Форму и размеры фасок для наружной метрической резьбы, крепежных изделий устанавливает ГОСТ 12414–66 (СТ СЭВ 215–82). Определяющим размером служит наружный диаметр резьбы d . Форму и размеры фасок для внутренней метрической резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим размером служит наружный диаметр резьбы D .

Форму и размеры фасок для трапецеидальной резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим размером служит шаг резьбы P .

Форму и размеры фасок для трубной конической резьбы и конической дюймовой резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим параметром служит число шагов резьбы на длине 25,4 мм. Форму и размеры фасок для трубной цилиндрической резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим параметром служит число шагов резьбы на длине 25,4 мм.

Проточки резьбовые. ГОСТ 10549–80

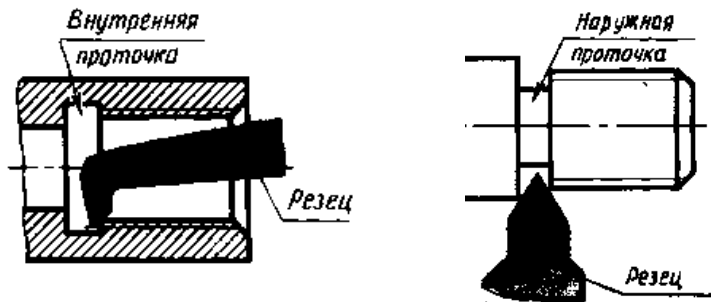


Рис.1

Проточку (рис.1) делают у конца резьбы для выхода инструмента и получения резьбы полного профиля на всей длине стержня или отверстия. На чертежах детали проточку изображают упрощенно и дополняют чертеж выносным элементом в увеличенном масштабе.

Форму и размеры проточек наружной резьбы (при выполнении резьбы нарезанием) устанавливает ГОСТ 10549–80 (СТ СЭВ 214–75). Определяющим размером служит шаг резьбы P .

Форму и размеры проточек для внутренней метрической резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим размером служит шаг резьбы P .

Форму и размеры проточек для трапецеидальной резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим размером служит шаг резьбы P .

Форму и размеры проточек для трубной конической резьбы и конической дюймовой резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим параметром служит число шагов резьбы на длине 25,4 мм.

Форму и размеры проточек для трубной цилиндрической резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим параметром служит число шагов резьбы на длине 25,4 мм.

Инструмент для завинчивания и отвинчивания. Завинчивают и отвинчивают винты и гайки (кроме винтов со шлицем под отвертку) ключами (рис. 2).

Для винтов и гаек с шестигранными и квадратными головками при наличии свободного доступа обычно применяют ключи обыкновенные (рис.2, а) или двусторонние (рис.2, б).

Последние изготавливают с двумя растворами. Замкнутый ключ с удвоенным числом граней (рис. 2, в) позволяет завинчивать гайки при повороте ключа на уменьшенный угол.

При отсутствии свободного доступа к головкам и гайкам с боковых сторон применяют торцевые ключи с прямым стержнем и захватом по всем граням.

Для винтов с внутренним шестигранником применяют ключи в виде шестигранного прутка, изогнутого под углом 90° (рис.2, г).

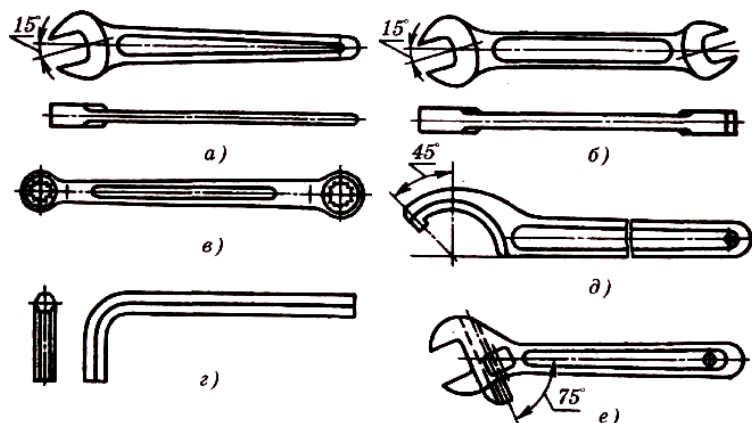


Рис.2. Гаечные ключи

Ключ для круглых шлицевых гаек показан на рис.2, д.

При редком завинчивании и отвинчивании винтов и гаек разных размеров применяют раздвижные ключи с регулируемым раствором (рис.2, е). Однако эти ключи не допускают таких больших моментов затяжки, как нераздвижные, и менее долговечны.

Важное значение для прочности винтов, особенно подверженных переменной нагрузке, имеет установление и контроль требуемой силы начальной затяжки. Применяют следующие способы затяжки с контролем силы:

Ключами предельного момента. При превышении этого момента происходит проскальзывание.

Динамометрическими ключами, имеющими обычно упругую рукоятку, прогибы которой, пропорциональны измеряемому моменту. В связи с переменностью коэффициента трения и плотности резьбы точность установления начальной затяжки по моменту невелика.

Поворотом гайки на рассчитанный заранее угол от положения соприкосновения.

С помощью тарированных упругих шайб, которые при достижении расчетной нагрузки распрямляются и становятся жесткими.

Распределение осевой нагрузки по виткам резьбы

При нагружении осевая сила распределяется между витками неравномерно. Неравномерность распределения сил по виткам усугубляется тем, что витки на наиболее растяну-

той части винта сопрягаются с витками, расположенными в наиболее сжатой части гайки. Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределима. Распределение сил между витками резьбы, полученное Н.Е. Жуковским для гайки с десятью витками, показано на рисунке. На первый, наиболее нагруженный, виток приходится около $1/3$ общей силы на винт, а на десятый виток – менее $1/100$ общей силы. Деформации в резьбе, связанные с погрешностями профиля, контактные деформации несколько снижают нагрузку на первый виток резьбы. При такой большой неравномерности распределения осевой силы по виткам большое увеличение высоты гайки оказываются бесполезным в связи с опасностью последовательного разрушения витков.

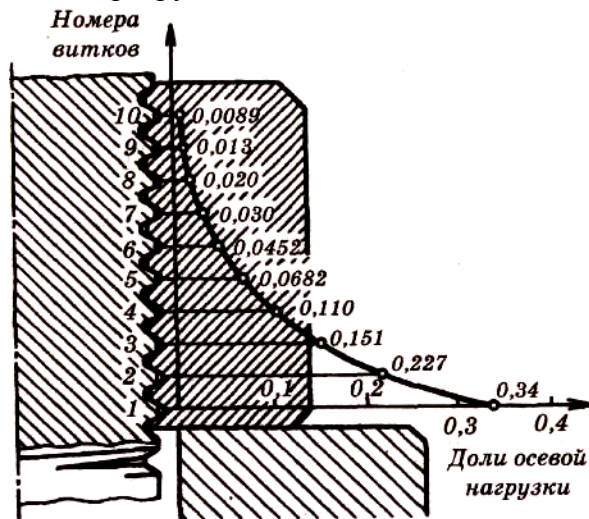


Рис.3. Схема распределения нагрузки между витками резьбы по Н.Е. Жуковскому

Виды повреждений резьбовых соединений

- Разрыв стержня по резьбе или по переходному сечению.
- Повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб).
- Разрушение у головки.

7. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Понятие «прочность конструкции».
2. Понятие «жесткость конструкции».
3. Понятие «Устойчивость».
4. Понятие «Брус». Основные геометрические характеристики бруса.
5. Понятие «стержень».
6. Понятие «оболочка».
7. Сосредоточенные силы.
8. Распределенные нагрузки.
9. Статические нагрузки.
10. Динамические нагрузки.
11. Фрикционные передачи и вариаторы.
12. Ременная передача.
13. Дайте определение следующим основным параметрам зубчатой передачи: профиль зубьев, начальная и делительная окружности, шаг, модуль, окружность выступов, окружность впадин.

14. Опишите принцип работы фрикционных передач и вариаторов. Укажите их достоинства, недостатки и область применения.
15. Передаточные отношения.
16. Цепная передача.
17. Червячная передача.
18. Мальтийские механизмы.
19. Условные обозначения, принятые на принципиальных схемах.
20. Поступательная пара. Плоская пара.
21. Храповые механизмы.
22. Дайте определение механической передачи. Приведите классификацию механических передач и основные требования, определяющие выбор того или иного вида передачи.
23. Опишите принцип работы планетарных и червячных передач. Укажите их достоинства, недостатки и область применения.
24. Опишите принцип работы зубчатых передач. Укажите их достоинства, недостатки и область применения.
25. Опишите принцип работы ременной передачи. Укажите ее достоинства, недостатки и область применения.
26. Приведите примеры и опишите принцип работы механизмов движения с остановками.
27. Опишите принцип работы цепной передачи. Укажите ее достоинства, недостатки и область применения.
28. Опишите принцип работы кулачковых механизмов. Укажите их достоинства, недостатки и область применения.
29. Опишите принцип работы кривошипно-шатунного и кривошипно-балансирного механизмов. Укажите их достоинства, недостатки и область применения.
30. Опишите принцип работы зубчато-реечного и винтового механизмов. Укажите их достоинства, недостатки и область применения.
31. Опишите принцип работы червячной передачи. Укажите ее достоинства, недостатки и область применения.
32. Упругие деформации.
33. Метод сечений.
34. Абсолютное удлинение стержня.
35. Относительное удлинение стержня.
36. Сопротивление материалов как наука. Цели и задачи.
37. Деформация кручения.
38. Клеевые соединения.
39. Понятия «Прочность», «Жесткость», «Устойчивость».
40. Расчеты на прочность при кручении.
41. Соединения замазкой.
42. Элементы конструкций. Брусья. Стержни.
43. Деформация изгиба. Поперечный изгиб.
44. Соединение заформовкой.
45. Элементы конструкций. Оболочки. Плиты.
46. Распределение нормальных напряжений при изгибе.
47. Резьбовые соединения.
48. Понятие «Нагрузка». Внешние силы.
49. Типовые профили балок при изгибе. Осевой момент сопротивления при изгибе.
50. Шпоночные соединения.

51. Сосредоточенные и распределенные нагрузки. Статические и динамические нагрузки.
52. Расчеты на прочность при изгибе.
53. Шлицевые соединения.
54. Понятие «Деформация». Упругая и пластическая деформация.
55. Определение опасного сечения при изгибе. Построение эпюры изгибающих моментов для консольной балки.
56. Клиновые и штифтовые соединения.
57. Метод сечений.
58. Построение эпюры изгибающих моментов для двухопорной балки.
59. Детали передач вращательного движения. Оси и валы.
60. Напряжение. Нормальное и касательное напряжение.
61. Продольный изгиб.
62. Опоры осей и валов. Подшипника качения. Подшипника скольжения.
63. Схемы определения внутренних сил упругости при растяжении, при сжатии, при кручении.
64. Сложная деформация. Растяжение с изгибом.
65. Муфты. Упругие элементы.
66. Действительные, предельно опасные и допускаемые напряжения.
67. Сложная деформация. Изгиб с кручением.
68. Стандартизация. Унификация. Агрегатирование.
69. Основные гипотезы сопротивления материалов.
70. Проектный и проверочный расчет при решении практических задач.
71. Категории стандартов.
72. Типы деформаций.
73. Основные гипотезы сопротивления материалов.
74. Взаимозаменяемость.
75. Деформация растяжения (сжатия). Распределение напряжений.
76. Детали. Детали общего назначения. Требования к деталям.
77. Точность. Погрешность.
78. Абсолютное и относительное удлинение стержня. Закон Гука.
79. Разъемные и неразъемные соединения.
80. Идеальный и реальный механизм. Ошибки при изготовлении и сборке механизмов. Виды ошибок.
81. Модуль упругости первого рода (Модуль Юнга).
82. Заклепочные соединения.
83. Сопрягаемые детали. Допуски и посадки. Размеры: номинальный, действительный, предельный.
84. Коэффициент поперечной деформации (Пуассона) при растяжении (сжатии).
85. Соединения гибкой.
86. Отклонения размеров: предельные верхнее и нижнее. Допуск размера. Поле допуска.
87. Сжатие. Смятие.
88. Сварные соединения.
89. Посадка. Виды посадок. Зазор. Натяг. Примеры применения. Система вала и система отверстия.
90. Расчеты на прочность при растяжении и сжатии.
91. Соединение пайкой.

92. Шероховатость. Линия выступов и впадин. Шаг неровностей. Высота микронеровностей. Среднее арифметическое отклонение профиля.
93. Деформация сдвига. Расчеты на прочность при сдвиге.
94. Прессовые соединения.
95. Обозначение шероховатости на чертежах.

8. БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

ОСНОВНОЙ

1. Проектирование и моделирование промышленных изделий: учеб. для вузов / С.А. Васин [и др.]. - М.: Машиностроение-1, 2004. - 692 с., ил.

1. Квасов, А.С. Основы художественного конструирования промышленных изделий : учеб.пособие для вузов / А.С.Квасов .— М. : Гардарики, 2006 .— 95с. : ил.

2. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для вузов / П.Ф.Дунаев,О.П.Леликов .— 11-е изд., перераб.и доп. — М. : Академия, 2008 .— 496с. : ил.

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЙ

1. Балдин, В.А. Детали машин и основы конструирования.Передачи : учеб.пособие для вузов / В.А.Балдин,В.В.Галевко .— М. : Академкнига, 2006 .— 332с. : ил.

2. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования : учебник для вузов / А.Т.Скойбеда,А.В.Кузьмин,Н.Н.Макейчик;под общ.ред.А.Т.Скойбеда .— 2-е изд.,перераб. — Минск : Вышэйш.шк., 2006 .— 560с. : ил

3. Детали машин и основы конструирования.Сборник тестовых заданий для самостоятельной работы студентов : учеб. пособие для вузов / В. Б. Моисеев [и др.] ; Пензенский ГУ .— Пенза : Изд-во ПГУ, 2004 .— 268 с. : ил.

4. Конструирование : Учеб.пособие для вузов. Ч.1 / С.А.Васин, Н.Н.Бородкин, Л.А.Морозова, В.А.Редько;ТулГУ .— Тула : Изд-во ТулГУ, 2003 .— 144с. : ил.

5. Конструирование : Учеб.пособие для вузов. Ч.2 / С.А.Васин, Н.Н.Бородкин, Л.А.Морозова, В.А.Редько;ТулГУ .— Тула : Изд-во ТулГУ, 2003 .— 184с. : ил.

6. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов : Учебник для вузов / В.М.Шарипов .— М. : Машиностроение, 2004 .— 592с. : ил.
7. Конструирование приборов : лаборатор. практикум / БНТУ, Каф. "Конструирование и производство приборов" ; сост. С. Н. Суровой, В. Г. Смирнов, В. Л. Юрчик .— Минск, 2008 .— 92 с. : черт.
8. Нехаев, Геннадий Алексеевич. Металлические конструкции в примерах и задачах : учеб. пособие / Г. А. Нехаев, И. А. Захарова .— М. : АСВ, 2010 .— 140 с. : ил .—
9. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. / В.И.Анурьев .— Тула, 2007 .— 1 опт.диск.(CD ROM).
10. Чернилевский, Д.В. Детали машин и основы конструирования : учебник для вузов / Д.В.Чернилевский .— М. : Машиностроение, 2006 .— 656с. : ил.
11. Иванов, А.С. Конструируем машины.Шаг за шагом : в 2 ч. Ч.2 / А.С.Иванов .— М. : Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2003 .— 392с. : ил.
12. Крайнев, А.Ф. Идеология конструирования / А.Ф.Крайнев .— М. : Машиностроение-1, 2003 .— 384с. : ил.

Периодические издания

1. DOMUS : Архитектура, интерьеры, дизайн, искусство .— М. : Салон-Пресс
2. SALON -interior : Частный интерьер России .— М. : САЛОН-ПРЕСС
3. Автомобильный транспорт : ежемесячный иллюстрированный массово-производственный журнал / Ассоциация международных автомобильных перевозчиков .— М. : Автомобильный транспорт
4. Безопасность труда в промышленности: Ежемесячный массовый научно-производственный журнал широкого профиля / Госгортехнадзор России .— М. : Недра
5. Дизайн. Материалы. Технологии.— СПб : РосБалт.
6. Интерьер+Дизайн .— М. : ООО "Издательский дом "ОВА-Пресс"
7. Журнал "Автомобильная промышленность"
8. Журнал "Известия вузов. Приборостроение"
9. Журнал "Изобретатель и рационализатор"
10. Журнал "Машиностроитель"
11. Журнал "Моделист-конструктор"

Интернет-ресурсы

1. <http://bookfi.org/book/594627> Барташевич А.А., Трофимов С.П. Конструирование мебели. Учебник.

2. <http://www.knigafund.ru/books/114378> : Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования. Учебник для вузов.
3. <http://www.bazissoft.ru/content/view/117/126/> Батырева И.М., Бунаков П.Ю. Автоматизация конструирования и технологической подготовки производства мебели. Учебник для вузов.