

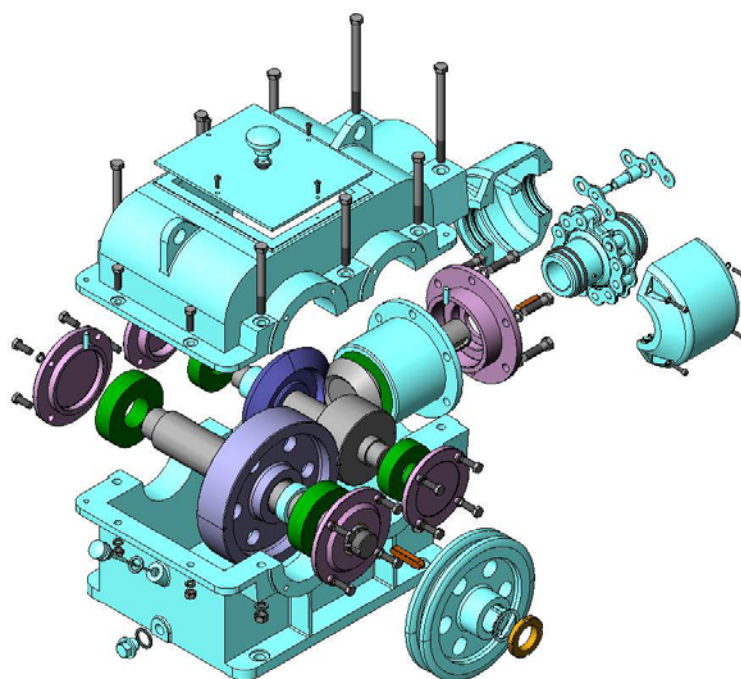
Министерство образования и науки Российской Федерации
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский технологический
университет»

О.А. Маркова

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Детали машин. Часть I

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ



**Нижекамск
2013**

УДК 539.3
М 25

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиала) ФГБОУ ВПО «КНИТУ».

Рецензенты:

Приданцев А.С., кандидат технических наук, доцент;
Макусева Т.Г., кандидат педагогических наук, доцент.

Маркова, О. А.

М 25 Прикладная механика. Детали машин. Часть I : учебное пособие / О.А. Маркова. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2013. - 123 с.

Настоящее издание представляет собой учебное пособие по разделу Прикладной механики «Детали машин». В нем изложена основная часть теоретического материала по деталям и узлам машин, видам машин и механизмов, типов передач и соединений. Пособие содержит классификации и обобщения, систематизирующие знания обучаемых. Расчетная часть максимально приспособлена к использованию современных вычислительных средств, табличные данные в основном заменены эмпирическими формулами, имеющими высокую степень корреляции.

Учебное пособие предназначено для студентов технического направления, обучающихся в учреждениях высшего профессионального образования по программам бакалавриата.

Подготовлено на кафедре «Машины и аппараты химических производств» НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ».

УДК 539.3

© Маркова О.А., 2013

© Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2013

ВВЕДЕНИЕ

Анализ состава самых различных машин (транспортных, военных, сельскохозяйственных, технологических и т.п.) показывает, что все они включают значительное количество однотипных деталей узлов и механизмов. Все детали машин подразделяют на детали общего машиностроительного применения и специфические. В разделе «Детали машин» рассматривают наиболее общие элементы машин и механизмов. Это обуславливает важность изучения данного раздела дисциплины «Прикладная механика» не только в свете прикладного применения, но также и с точки зрения развития технической культуры будущего выпускника.

«Детали машин» - раздел, где изучают общепромышленные методы проектирования (расчета и конструирования) элементов машин и механизмов.

Цель освоения - создание теоретической базы для последующего изучения конструкций производственных машин, их эксплуатации и ремонта с учетом критериев работоспособности, надежности и технологичности.

Задача освоения - изучение типовых конструкций элементов машин и механизмов общепромышленного применения, основных принципов их работы и методов проектирования, включая расчеты основных параметров и конструктивные особенности.

В результате изучения и освоения студенты должны:

иметь представление:

- о принципах проектирования деталей и узлов машин общего назначения;

- о влиянии материалов и технологичности конструкций на эффективность и эксплуатационные качества машин и механизмов;

знать:

- характерные виды разрушения и основные критерии работоспособности узлов машин;

уметь:

- производить оценку работоспособности машин и механизмов, выполнять расчеты при проектировании типовых деталей и узлов;

- оценивать достоинства и недостатки конструкции узлов машин;

- конструировать узлы машин общего назначения.

Освоение раздела «Детали машин» непосредственно опирается на знания разделов «Соппротивление материалов» и «Теория машин и механизмов». Кроме того, для успешного выполнения контрольных работ и курсового проекта необходимы хорошие знания правил и приемов дисциплины «Инженерная графика».

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН

1.1. Основные понятия и определения

ИЗДЕЛИЕ, согласно ГОСТ 2.101-68, - это предмет или набор предметов производства, изготавливаемых на предприятии по конструкторской документации.

ДЕТАЛЬ (от франц. слова «detail» - кусочек) - изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций. Другими словами, *деталь* - это наименьшая неделимая часть машины, агрегата, механизма, прибора, узла.

ЗВЕНО – это группа деталей, образующая подвижную или неподвижную относительно друг друга механическую систему тел. *Звено* считается твердым телом, входящим в состав какого-либо механизма. *Входное звено* - звено механизма, которому сообщается движение, преобразуемое в требуемое движение других звеньев механизма. *Выходное звено* - звено механизма, совершающее требуемое движение, для которого предназначен механизм. Подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев - это *кинематическая пара*. Система звеньев, связанных между собой кинематическими парами называется *кинематической цепью*.

СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА - изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе

посредством сборочных операций (свинчиванием, клёпкой, сваркой, пайкой, склеиванием, сшивкой и т.д.). Примеры сборочных единиц - это редуктор, муфта, шарикоподшипник.

УЗЕЛ - сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения. Узел конструктивно представляет собой обособленную единицу. Технологическая особенность узла - это возможность его сборки независимо от других частей изделия.

МАШИНА (от греч. слова «махина» - огромная) - система элементов, совершающая механическое движение для преобразования энергии, материалов или информации с целью облегчения физического и умственного труда. Машина характерна наличием источника энергии и требует присутствия оператора для своего управления. Всякая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов (Рис.1).

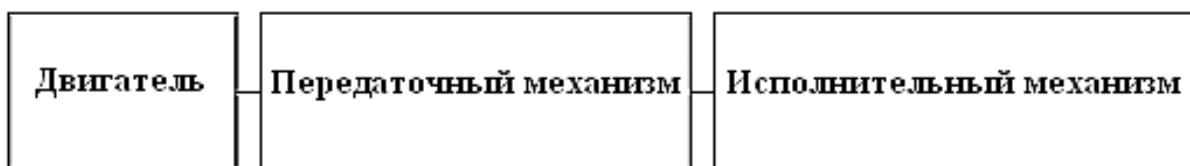


Рисунок 1 - Состав машины

МЕХАНИЗМ - система деталей, предназначенная для передачи и преобразования движения.

ПРИБОР - устройство, предназначенное для измерений, производственного контроля, управления, регулирования и других функций, связанных с получением, преобразованием и передачей информации.

АППАРАТ (от лат. слова «apparatus» - часть) - это прибор, техническое устройство, приспособление, обычно некая автономно-функциональная часть более сложной системы.

АГРЕГАТ (от лат. слова «aggrego» - присоединять) - унифицированный укрупненный узел (элемент машины), обладающий полной взаимозаменяемостью и выполняющий определенные функции в процессе работы машины. Например, в автомобиле: двигатель, топливоподающий насос.

АВТОМАТ (от греч. слова «аутоматос» - самодвижущийся) - это машина, работающая по заданной программе без оператора.

РОБОТ (от чешск. слова «robot» - работник) - машина, имеющая систему управления, позволяющую ей самостоятельно принимать исполнительские решения в заданном диапазоне.

1.2. Классификация деталей и узлов машин

Не существует завершенной классификации всех существующих деталей и узлов машин, так как их конструкции многообразны и постоянно разрабатываются новые. Повторим, сборочные единицы (узлы) и детали бывают общего и специального (специфического) назначения. Узлы и детали общего назначения, которые применяются в большинстве современных машин и приборов, - это крепежные детали: болты, винты, шпильки, гайки, заклепки, шайбы. К ним же относятся зубчатые колеса, подшипники качения и т.п.. Такие детали и узлы машин являются объектом нашего изучения.

К узлам и деталям специального назначения относятся такие узлы и детали, которые входят в состав одного или нескольких типов машин и приборов. Например, пропеллеры и механизмы управления крылом летательных аппаратов, грузозахватные устройства подъемно-транспортных машин, гребные винты судов, поршни и шатуны ДВС, лопасти турбин газотурбинных двигателей, траки гусениц тракторов, танков и БМП. Для их изучения существуют специальные дисциплины.

Из курса «Инженерная графика» знаем, что все детали можно разделить на три группы:

- *Детали стандартные;*
- *Детали со стандартными изображениями;*
- *Детали оригинальные.*

К деталям первой группы относятся ранее рассмотренные крепежные резьбовые детали (болты, винты, гайки, шпильки), а также шайбы, штифты, шплинты, шпонки, соединительные детали трубопроводов. Стандарты регламентируют не только

их форму и размеры, но и их изображения, нанесение размеров и знаков шероховатости поверхностей. Для деталей второй группы стандарты ЕСКД (ГОСТ 2.401-68... ГОСТ 2.426-74) регламентируют изображения, указывают правила нанесения размеров на этих изображениях и так далее. К таким деталям относятся пружины, зубчатые колеса, рейки, червяки, звездочки.

К деталям оригинальным принадлежат такие детали, форма которых отличается от формы деталей первых двух групп. Например, это детали литые; изготавливаемые штамповкой или ковкой; имеющие форму поверхностей вращения; ограниченные преимущественно плоскостями, и так далее. Форма этих деталей определяется технологией их изготовления и несет в себе элементы, характерные для этой технологии. К литым деталям относятся отдельные детали машин и механизмов, например, маховики, шкивы, крышки, цилиндры, рычаги; детали типа опор и кронштейнов; корпусные коробчатые детали закрытого или открытого типа, имеющие точно обработанные отверстия и плоские наружные поверхности.

В зависимости от сложности изготовления все детали делятся на простые и сложные. Понятно, что *простые детали* для своего изготовления требуют небольшого числа известных и хорошо освоенных технологических операций. Изготавливаются они при массовом производстве на станках-автоматах. К ним относятся почти все крепежные изделия - болты, винты, гайки, шпильки, шайбы, шплинты, шпонки, а также зубчатые колеса небольших размеров и т.п. *Сложные детали* имеют достаточно сложную конфигурацию. Корпус редуктора, станина станка, коленчатый вал - это сложные детали. Изготавливать такие детали не просто, используется значительный объем ручного труда. В последние годы для этого все чаще применяются роботы, например, при сборке-сварке кузовов легковых автомобилей.

По функциональному назначению узлы и детали машин делятся на:

1. *Корпусные детали* - эти детали предназначены для размещения и фиксации подвижных деталей механизма, для их защиты от действия неблагоприятных факторов внешней

среды, а также для крепления механизмов в составе машин и агрегатов. Иногда, корпусные детали используются для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов.

2. *Соединительные детали* - эти детали применяются для создания различных разъемных и неразъемных соединений. Например, муфты используются для соединения вращающихся валов; болты, винты, гайки, шпильки и другие входят в состав разъемных соединений; заклепки применяются для неразъемных соединений.

3. *Передаточные механизмы и детали* - эти элементы предназначены для передачи энергии и движения от источника (двигателя) к потребителю (исполнительному механизму), выполняющему необходимую полезную работу. В курсе «Прикладная механика», в основном, рассматриваются передачи вращательного движения: зубчатые; ременные; цепные и т.д..

При необходимости передавать энергию и движение с преобразованием последнего используются кулачковые и рычажные механизмы (это рычаги, крестовины, кривошпы).

4. *Упругие элементы* - предназначены для ослабления ударов и вибрации или для накопления энергии с целью последующего совершения механической работы. Такие элементы - это рессоры колесных машин, противооткатные устройства пушек, боевые пружины стрелкового оружия и другие.

5. *Инерционные детали и элементы* - используют для предотвращения или ослабления колебаний (в линейном или вращательном движениях) за счет накопления и последующей отдачи кинетической энергии. К таким деталям и элементам относятся маховики, противовесы, маятники, бабы, шаботы.

6. *Защитные детали и уплотнения* - это пылевики, сальники, крышки, рубашки и т.п.. Они предназначены для защиты внутренних полостей узлов и агрегатов от действия неблагоприятных факторов внешней среды и от вытекания смазочных материалов из этих полостей.

7. *Детали и узлы регулирования и управления* - предназначены для воздействия на агрегаты и механизмы с целью изменения их режима работы или его поддержания на оптимальном уровне, к ним относятся тяги, рычаги, тросы и т.п..

Некоторые авторы придерживаются другой, более простой классификации деталей общего назначения, а именно:

- соединительные детали и соединения (необходимы для соединения отдельных деталей в один механизм);
- детали для передачи вращательного движения (оси, муфты, валы);
- детали для поддержания в пространстве вращающихся частей машины (опоры, корпуса).

По характеру работы и производства, в зависимости от выполняемых функций машины подразделяют на следующие классы:

- *энергетические*, служащие для преобразования энергии (двигатели, генераторы, воздушные и гидравлические насосы и т.п.);
- *технологические* (станки, прессы, сельскохозяйственные машины, швейные машины и др.);
- *транспортные* (автомобили, самолеты, локомотивы, подъемники, транспортеры и др.);
- *контрольно-управляющие* (системы автоматического регулирования рабочих процессов);
- *логические* (счетно-аналитические, счетно-решающие, электронно-вычислительные).

Технологические или транспортные машины осуществляют изменение формы, свойств, состояния и положения предмета труда. В зависимости от класса машины в нее входят механические, гидравлические, пневматические, электрические, электронные и другие элементы.

1.3. Требования, предъявляемые к деталям машин и машинам

Основными требованиями, предъявляемыми к деталям машин, являются требования работоспособности, надежности и экономичности. *Работоспособность - состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции в пределах технических требований.*

Критериями работоспособности детали являются:

1). *Прочность* - способность детали (изделия) в течение заданного срока сопротивляться внешним нагрузкам. Другими словами способность материала изделия сопротивляться разрушению, а также необратимому изменению формы.

2). *Жесткость* - способность детали (изделия) выдерживать заданные внешние нагрузки и сохранять при этом свою первоначальную конфигурацию (форму и размеры).

3). *Износостойкость* - это способность детали (изделия) сопротивляться уменьшению первоначальных наружных размеров. То есть свойство материала детали оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения.

4). *Теплостойкость* - способность детали (изделия) работать при заданных температурах, сохраняя значения всех параметров в норме в течение установленного срока эксплуатации.

5). *Виброустойчивость* - способность детали (изделия) выполнять требуемые функции при заданной вибрации, сохраняя значения параметров в пределах установленных норм.

Теплостойкость, радиационная стойкость, вибростойкость (виброустойчивость), стойкость к коррозии и т.д. - стойкости к специальным воздействиям. *Стойкость к специальным воздействиям* - это способность детали (изделия) сохранять работоспособное состояние при проявлении специальных воздействий.

В процессе работы детали (узлы и машины) подвергаются не только расчетным нагрузкам, ожидаемым и учитываемым конструктором, но и непредусмотренным ситуациям (удары, вибрация, загрязнение, экстремальные природные условия). При этом возникает утрата работоспособности вследствие разрушения изделий или нарушения их правильного взаимодействия, то есть отказ. Отказы бывают:

- полные и частичные;
- внезапные (поломки) и постепенные (износ, коррозия);
- опасные для жизни человека;
- тяжелые и легкие;
- устранимые и неустранимые;
- приработочные (возникают в начале эксплуатации) и связанные с наличием дефектных деталей;
- по причине износа, усталости и старения материалов.

Вследствие отказа наступает неработоспособное состояние изделия. *Отказ - событие, нарушающее работоспособность изделия.*

Перспективы сохранения работоспособности изделия, по существу, выражает надежность. *Надежность - это свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои показатели в пределах, установленных требованиями нормативно-технической документации, при соблюдении заданных условий использования, обслуживания, ремонта и транспортирования.* Надежность машины трудно рассчитать количественно, она обычно рассматривается как вероятность безотказной работы на основании статистики эксплуатации группы идентичных машин. Точнее, свойства надежности оцениваются следующими показателями: *наработкой на отказ* (среднее время работы изделия между двумя, соседними по времени отказами), *коэффициентом готовности* или *коэффициентом технического использования* (отношение времени работы изделия к сумме времен работы, обслуживания и ремонта в течение заданного срока эксплуатации), *вероятностью безотказной работы* и другими показателями. Например, $K_{\text{ти}}$ - коэффициент технического использования, рассчитывается так:

$$K_{\text{ти}} = \frac{T_{\text{раб}}}{T_{\text{раб}} + T_{\text{рем}}}, \quad (1.1)$$

где $T_{\text{раб}}$ - суммарное время пребывания объекта в работоспособном состоянии за некоторый длительный период эксплуатации; $T_{\text{рем}}$ - суммарное время ремонтов и технического обслуживания за этот же период эксплуатации.

Надежной можно считать машину, имеющую следующие свойства:

1). *Безотказность* - это способность сохранять свои эксплуатационные показатели в течение заданной наработки без вынужденных перерывов.

2). *Долговечность* - способность сохранять заданные показатели до предельного состояния с необходимыми перерывами для ремонтов и технического обслуживания.

3). *Ремонтопригодность* - это приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению, устранению отказов и неисправностей посредством техобслуживания и ремонта.

4). *Сохраняемость* - способность сохранять требуемые эксплуатационные показатели после установленного срока хранения и транспортирования.

Под экономичностью детали (изделия) следует понимать совокупность следующих факторов: дешевизна материала, из которого деталь изготовлена, простота конструкции, технологичность обработки, возможность стандартизации и взаимозаменяемости детали. *Экономичность - свойство детали (изделия), обеспечивающее минимальные затраты в процессе ее проектирования, изготовления, эксплуатации, ремонта и утилизации с учетом стоимости материала.*

Такие детали, как ручки и рычаги управления, элементы кабин машины, приборные щитки и т.п. - это детали, с которыми человек (оператор) непосредственно контактирует. К таким деталям, кроме названных требований, предъявляются и требования эргономичности и эстетичности. *Эргономичность - свойство изделия, определяющее совершенство и красоту его внешних форм, и удобство его эксплуатации с учетом физических возможностей человека.*

Качество машины оценивают и следующими критериями:

- 1). *Мощность* - скорость преобразования энергии.
- 2). *Производительность* - объем работы (продукции, информации), выполняемой в единицу времени.
- 3). *Коэффициент полезного действия* - доля дошедшей до потребителя энергии (мощности).
- 4). *Габариты* - это предельные размеры.
- 5). *Энергоемкость* - расход топлива или электричества отнесенный к объему работы (пройденному расстоянию, произведённой продукции).
- 6). *Материалоемкость* - это количество конструкционного материала машины, обычно отнесенного к единице мощности.
- 7). *Точность* - способность максимально соответствовать заданному положению (скорости и т.п.).
- 8). *Плавность хода* - минимальные ускорения при работе машины.

Нетрудно заметить, что *прочность является важнейшим критерием работоспособности и надежности машины*. Невыполнение условия прочности делает бессмысленными все другие требования и критерии качества деталей и машин. «Немногого стоит» технологичная, жесткая, износостойкая, теплостойкая, виброустойчивая конструкция самого передового дизайна, если она сломалась при первой же нагрузке.

Все машины, как и другие изделия, изготавливаются только по проекту, который, в любом случае, является совокупностью графических и текстовых документов.

1.4. Этапы проектирования машин

Основная задача конструктора (конструкторского отдела) - это создание машины, отвечающей потребностям заказчика, дающей наибольший экономический эффект и обладающей наиболее высокими технологичными и эксплуатационными показателями. Процесс разработки машин сложен и называется проектированием. *Проектирование изделия - это разработка комплекта документации, необходимой для его изготовления, наладки и эксплуатации в заданных условиях и в течение заданного срока*. По типу изображения объекта различают чертежное и объемное проектирование, последнее включает выполнение макета или модели (прообраза) объекта. Для деталей машин характерен чертежный метод проектирования. Но с процессом перехода на компьютерные технологии эти два вида проектирования сблизились.

Исходными материалами для проектирования могут быть:

- *техническое задание*, выдаваемое заказчиком и определяющее параметры машин, область и условия ее применения;

- *техническое предложение*, выдвигаемое в инициативном порядке проектной организацией или конструкторами;

- *научно-исследовательская работа* или созданный на ее основе экспериментальный образец;

- *изобретательское предложение* или созданный на его основе экспериментальный образец.

Совокупность конструкторских документов, полученных в результате проектирования, называется *проектом*. Правила проектирования и оформления проектов стандартизованы. Единая система конструкторской документации (ЕСКД) устанавливает пять стадий разработки конструкторской документации на изделия отраслей промышленности для единичного и серийного производств:

- *техническое задание* устанавливает основное назначение и технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию;

- *техническое предложение* - совокупность конструкторских документов, содержащих технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия на основании анализа технического задания (ГОСТ 2.118-73);

- *эскизный проект* - совокупность конструкторских документов, содержащих принципиальные конструктивные решения, дающие общие представления об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие его основные параметры и габаритные размеры (ГОСТ 2.119-73);

- *технический проект* - совокупность конструкторских документов, содержащих окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве изделия и исходные данные для разработки рабочей конструкторской документации (ГОСТ 2.120-73);

- *разработка технической документации* включает чертежи узлов и деталей, спецификации, технические условия на изготовление, сборку, испытание изделия.

Курсовой проект по деталям машин в более или менее упрощенном виде включает в себя все стадии разработки. В соответствии с разработанной в процессе проектирования конструкторской документацией в дальнейшем создается технологическая документация, которая определяет технологию изготовления изделия. Конструкторские, технологические, а также нормативно-технические документы в совокупности составляют техническую документацию, необходимую для изготовления, испытаний, эксплуатации и ремонта изделия производства.

Расчеты деталей машин выполняют по приближенным, а иногда эмпирическим формулам, являющимся результатом обобщения накопленного опыта проектирования, испытаний и эксплуатации деталей (узлов) машин и механизмов. В процессе проектирования деталей (узлов) машин встречаются два вида расчетов:

- *проектный (проектировочный) расчет*, при котором определяются основные размеры деталей или узла;

- *проверочный расчет*, когда для созданной конструкции определяется, например, значение напряжений в опасных сечениях, или тепловой режим, или долговечность, и другие параметры.

Следовательно, проектировочный расчет выполняется, когда по ожидаемым нагрузкам с учетом свойств материала определяются геометрические параметры деталей (изделия), а проверочный расчет – когда известна вся «геометрия» детали (изделия) и максимальные нагрузки, а с учетом свойств материала определяются максимальные напряжения (которые должны быть меньше допусковых).

1.5. Стандартизация и унификация деталей машин

Стандартизацией называется процесс установления и применения стандартов - документов, содержащих обязательные нормы, правила и требования, относящиеся к различным сторонам человеческой деятельности, в том числе к сфере проектирования, производства, эксплуатации и ремонта машин. Наиболее распространенный и эффективный метод стандартизации - метод унификации. Унификацией в процессе проектирования изделия называется многократное применение в конструкции одних и тех же деталей, узлов, форм поверхностей.

Это рациональное сокращение числа объектов одинакового функционального назначения, а также сведение к минимуму типоразмеров деталей и их элементов. Стандартизация и унификация в проектировании обеспечивают взаимозаменяемость деталей и узлов, дают возможность

установки и замены их без предварительной подгонки. В свою очередь, взаимозаменяемость деталей - необходимое условие для организации специализированного и массового производств изделий.

Для оценки уровня стандартизации конструкции того или иного изделия пользуются показателем, называемым коэффициентом стандартизации деталей $K_{CT}(K_{cm})$, равным отношению количества стандартных деталей данного изделия к общему количеству деталей без учета крепежных деталей. *Коэффициент стандартизации, характеризует степень насыщенности изделия стандартными деталями:*

$$K_{CT} = \frac{N_{CT}}{N_{OБЩ}} = \frac{N_{CT}}{N_{CT} + N_{У} + N_{ОР} + N_{Б.И.}}, \quad (1.2)$$

где значение $N_{CT}(N_{cm})$ - суммарное количество стандартных деталей, то есть деталей, изготовленных по государственным и отраслевым стандартам, [шт]; $N_{OБЩ}(N_{общ})$ - общее количество деталей без учета крепежных деталей, [шт]; $N_{ОР}(N_{ор})$ - суммарное количество оригинальных деталей, то есть деталей, изготавливаемых впервые; $N_{Б.И.}(N_{б.и.})$ - суммарное количество деталей, изготавливаемых без чертежа, [шт];

Суммарное количество унифицированных деталей $N_{У}$, [шт]:

$$N_{У} = N_{cm.u} + N_{У.d} + N_{з}, \quad (1.3)$$

где $N_{cm.u}$ - суммарное количество деталей, устанавливаемых стандартами предприятия, [шт]; $N_{У.d}$ - суммарное количество деталей, установленных унификационной документацией (альбомы, таблицы и т.п.), [шт]; $N_{з}$ - суммарное количество заимствованных деталей, то есть деталей, применяемых два или более раз, но не вошедших в унификационную документацию, [шт].

Здесь уместно привести *коэффициент унификации* $K_{У}$, который характеризует степень насыщенности изделия унифицированными деталями:

$$K_y = \frac{N_y}{N_{общ}} = \frac{N_y}{N_{см} + N_y + N_{ор} + N_{б.и.}} \quad (1.4)$$

1.6. Технологичность машин

Обязательным условием при проектировании новой машины (изделия) является обеспечение технологичности ее конструкций. Технологичность выражает не функциональные свойства машины, а ее конструктивные особенности. Одним из важнейших требований технологичности является соответствие конструкции типу и условиям производства. При проектировании машины необходимо учитывать: способ получения заготовок деталей (прокат, поковка, горячая или холодная штамповка, литье и т.д.); технологию механической обработки, сварки и сборки деталей (изделия); вопросы контроля и испытаний, обеспечивая при этом производственную технологичность. Необходимо также продумывать вопросы технического обслуживания и ремонта изделия, обеспечивая эксплуатационную и ремонтную технологичность. Следовательно, *технологичность - это соответствие изделия требованиям производства и эксплуатации*, а цель в повышении производительности труда и качества изделия при максимальном снижении себестоимости.

К основным требованиям технологичности машины (изделия) относится максимально возможное применение в конструкции стандартных и унифицированных деталей и узлов (См. выше). Существенным показателем технологичности конструкций является ее *материалоемкость*. Снижение массы машин и экономия материала на изготовление деталей - важная задача конструкторов и технологов. Как правило, наиболее технологичными следует считать детали машин, при изготовлении которых наименьшее количество материалов уходит в отходы. Кроме того, конструктору не следует завышать и задаваемую точность размеров, и чистоту поверхностей деталей, так как это ведет к повышению себестоимости и трудоемкости их изготовления.

Трудоемкость изготовления (измеряемое в нормочасах количество труда, необходимое для изготовления изделия без учета покупных деталей) и *технологическая себестоимость* (сумма затрат на осуществление технологических процессов изготовления без учета покупных деталей) являются основными показателями технологичности изделия. Одним из дополнительных показателей технологичности является сформулированный выше коэффициент стандартизации деталей $K_{ст}$. В большинстве случаев самым оптимальным вариантом конструкций деталей машин и машин будет вариант, обеспечивающий минимальную себестоимость при прочих равных условиях. Приблизительно себестоимость C детали машины можно определить по формуле:

$$C = M + Z + H, \quad (1.5)$$

где M - стоимость материала детали с учетом стоимости отходов; Z - зарплата производственных рабочих; H - накладные расходы. Накладные расходы исчисляются в процентах, включают в себя зарплату непромышленного персонала, стоимость амортизации основного оборудования, зданий, расходы на электроэнергию, отопление, стоимость специальной оснастки, инструмента и т.д.. В зависимости от типа и конкретных условий производства накладные расходы достигают до 100 % себестоимости детали. С увеличением масштаба производства себестоимость снижается, так как с применением специального оборудования значительно снижается трудоемкость детали и зарплата производственных рабочих, уменьшается стоимость специальной оснастки, приходящаяся на одну деталь, сокращаются затраты на материал благодаря более производительным методам изготовления заготовки детали.

Уровень технологичности машины определяется коэффициентом технологичности. *Коэффициент технологичности конструкции* K_T (K_m) - комплексный показатель, представляет собой отношение суммы произведения коэффициентов (частных) на соответствующие коэффициенты экономической эквивалентности к общей сумме этих коэффициентов экономической эквивалентности:

$$K_T = \frac{\sum_{i=1}^n K_i E_i}{\sum_{i=1}^n E_i}, \quad (1.6)$$

где K_i - частный коэффициент; E_i - соответствующий коэффициент экономической эквивалентности; n - количество коэффициентов.

Каждый из частных коэффициентов K_i характеризует определенное свойство конструкции (изделия). Все частные коэффициенты имеют предел, равный единице, соответственно K_m имеет предел, равный единице ($\lim K_m = 1$). Коэффициенты экономической эквивалентности характеризуют экономическое соотношение (удельный вес) частных коэффициентов. Значения коэффициентов экономической эквивалентности нормированы. Рассмотренный коэффициент стандартизации K_{cm} имеет большой удельный вес, соответствующий ему коэффициент экономической эквивалентности $E_1 = 0,6$. Коэффициенту унификации K_v соответствует коэффициент экономической эквивалентности $E_2 = 0,3$.

Мы рассмотрели только несколько основных частных коэффициентов, на самом деле их гораздо больше, хотя экономическая эквивалентность у многих ниже. Например, коэффициенту повторяемости оригинальных деталей $K_{нов.ор.}$ соответствует коэффициент экономической эквивалентности $E_3 = 0,1$, а коэффициенту расчлененности сборочных единиц $K_{расчл.}$ - коэффициент $E_4 = 0,15$.

1.7. Общие принципы расчетов деталей машин

Чаще всего конструктор имеет дело с расчетами на прочность, которые проводят по номинальным допускаемым напряжениям, по допускаемым коэффициентам безопасности и по вероятности безотказной работы. Расчет на прочность изделия состоит из предварительного расчета (определяются приближенные параметры) и проверочного расчета (определение прочности в опасных местах).

Обозначения напряжений при расчете на прочность:
 $[\sigma]$, $[\tau]$ - это *допускаемые* контактные, касательные напряжения (те, которые может выдержать материал детали при каком-либо виде нагружения); σ , τ или σ_{max} , τ_{max} - максимальные (рабочие) напряжения, возникающие в детали при ее работе в конкретной машине (те, которые испытывает конкретная деталь в конкретной машине при определенных рабочих условиях).

Таким образом, для одной и той же детали, работающей в разных условиях, максимальные напряжения будут разными, а допускаемые определяются только свойствами материала и соответственно не изменяются.

Условие прочности:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad \tau \leq [\tau]. \quad (1.7)$$

Говоря техническим языком: *напряжения в материале детали должны быть меньше допускаемых*. А допускаемые напряжения следует принимать меньше предельных:

$$[\sigma] = \sigma_{lim} / n, \quad (1.8)$$

где n - коэффициент запаса (обычно $1,2 < n < 2,5$).

Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих перемещений деталей в пределах, допустимых для конкретных условий работы. Количественные характеристики жесткости:

$$C = I/\lambda, \quad (1.9)$$

где C - *коэффициент жесткости*, это сила, вызывающая единичную деформацию, [Н/м]; λ - *коэффициент податливости* (деформация, вызываемая единичной силой), [м/Н].

Оценка сопротивлений по изнашиванию проводится по условию:

$$P \leq [P]; \quad PV \leq [PV]; \quad t_{раб} \leq [t_{раб}], \quad (1.10)$$

где P - давление; PV - мощность трения, $t_{раб}$ - рабочая температура; $[P]$, $[PV]$ - допускаемые значения.

Основным показателем безотказности (работоспособности) изделия является *вероятность $P(t)$ безотказной работы* в течение заданного времени или наработки:

$$P(t) = N_{раб} / N, \quad (1.11)$$

где N - общее число изделий в партии; $N_{раб}$ - число работающих изделий.

Вероятность отказа:

$$Q(t) = N_{отк} / N, \quad (1.12)$$

где $N_{отк}$ - число отказавших изделий.

Основное уравнение теории надежности:

$$P(t) + Q(t) = 1. \quad (1.13)$$

Важной характеристикой изделия является *интенсивность отказов λ* . λ - отношение числа отказов $N_{отк}$ за промежуток времени t к числу работоспособных объектов $N_{раб}$:

$$\lambda = N_{отк} / tN_{раб}. \quad (1.14)$$

Конструктор перед расчетами изделия должен изучить опыт эксплуатации подобных типовых деталей и машин, и в расчетах стремиться к корректным упрощениям. Крупнейший советский специалист по прочностным расчетам деталей машин И.А. Биргер заметил, что в технических расчетах *«все нужное является простым, а все сложное - ненужным»*.

2. СОЕДИНЕНИЯ ТИПОВЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Производственный процесс, заключающийся в соединении деталей, сборочных единиц, узлов и агрегатов в изделия, называется сборкой. Все сопряжения деталей машин

при сборке можно подразделить на следующие виды соединений:

- по возможности относительного перемещения деталей (подвижный и неподвижный);

- по сохранению целостности деталей при разборке (разъемный и неразъемный);

- по форме сопрягаемых поверхностей (плоский, цилиндрический, конический, сферический, винтовой, профильный);

- по методу образования (клепаный, сварной, паяный, клееный, прессовой, резьбовой, шпоночный, шлицевой, штифтовой, клиновый).

Разъемными называют все соединения, допускающие разборку и повторную сборку без нарушения целостности и работоспособности составных частей. Разъемные соединения могут быть как подвижными, так и неподвижными. Наиболее распространенными в машиностроении видами разъемных соединений являются: резьбовые, шпоночные, шлицевые, клиновые, штифтовые и другие.

Неразъемными называют соединения, не допускающие разборку соединенных деталей без их повреждения. К этой группе относят сварные, заклепочные, паяные, клеевые и другие соединения. К неразъемным условно относят и соединения с гарантированным натягом, то есть прессовые. Они допускают разборку при ремонте сборочной единицы. Например, замену деталей в подшипниках, но такая разборка может вызвать незначительные повреждения посадочных поверхностей и ослабление посадки.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является прочность, но для некоторых соединений работоспособность определяется и критериями износостойкости, и жесткости, и герметичности и т.д..

2.1. Резьбовые соединения. Общие понятия

Резьбовое соединение является наиболее совершенным и наиболее распространенным видом разъемного соединения. Такие соединения применяются в огромном количестве в

машинах, механизмах, агрегатах и узлах. Конструкции резьбовых деталей весьма многообразны, имеют наружную или внутреннюю винтовую нарезку (резьбу), снабжены ограниченными поверхностями для захвата гаечным ключом. Для малонагруженных и декоративных конструкций применяются винты и болты с коническими и сферическими головками (как у заклепок), снабженными линейными или крестообразными углублениями для затяжки отверткой. Для соединения деревянных и пластмассовых деталей применяют шурупы и саморезы - винты со специальным заостренным хвостовиком. Болты и гайки стандартизованы. В их обозначении указан наружный диаметр резьбы. Количество резьбовых деталей, как правило, численно превышает количество нерезьбовых деталей (60 % от общего числа деталей машин).

Все резьбовые соединения подразделяют по назначению на:

- *крепежные*, используемые для фиксации деталей;
- *ходовые*, применяемые для винтовых механизмов.

В первых используются резьбы - метрическая, трубная, круглая, резьба винтов для дерева (соединения должны обладать самоторможением для надежной фиксации), во вторых - прямоугольная, трапецеидальная симметричная, трапецеидальная несимметричная упорная (соединения должны обладать малым трением для снижения потерь).

Достоинства резьбовых соединений:

- возможность создания больших осевых нагрузок при относительно низких усилиях на инструменте (ключе);
- возможность фиксации в затянутом состоянии вследствие эффекта самоторможения;
- удобство сборки-разборки с применением стандартного набора инструментов (ключи, отвертки);
- простота конструкции и возможность точного изготовления;
- наличие широкой номенклатуры стандартных изделий (болты, винты, гайки, шпильки);
- низкая стоимость крепежных изделий благодаря массовости и высокой степени автоматизации производства;

- малые габариты (в сравнении со многими соединяемыми деталями).

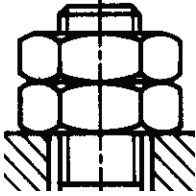
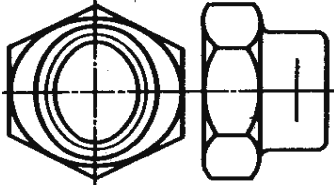
Недостатки резьбовых соединений:

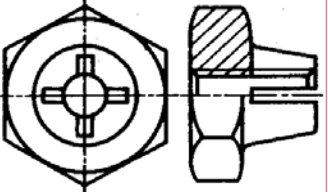
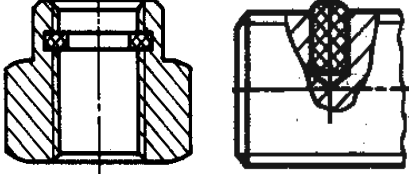
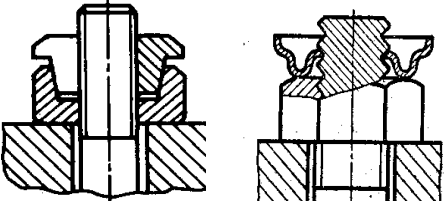
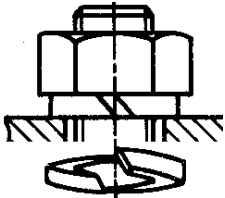
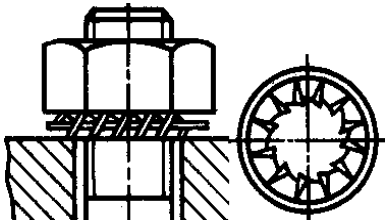
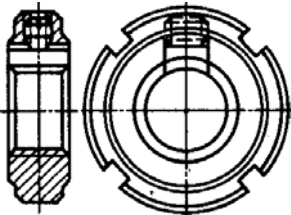
- высокая концентрация напряжения в дне резьбовой канавки вследствие малых радиусов скругления;
- значительные энергопотери в подвижных резьбовых соединениях (низкий коэффициент полезного действия);
- большая неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы (первый виток воспринимает, как правило, до 55% приложенной к соединению осевой нагрузки);
- склонность к самоотвинчиванию при воздействии знакопеременных осевых нагрузок;
- ослабление соединения и быстрый износ резьбы при частых разборках-сборках.

Эти недостатки можно свести к минимуму или, практически, полностью исключить посредством правильного проектировочного расчета и специальных мер стопорения, называемых на техническом языке «*контровкой*».

Например, *стопорения дополнительным трением* за счет создания дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней нагрузки, приведены в таблице 1.

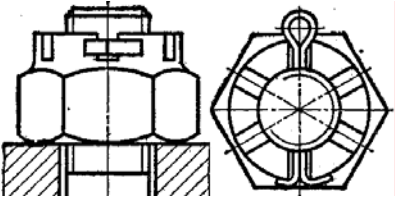
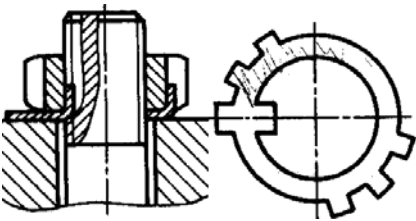
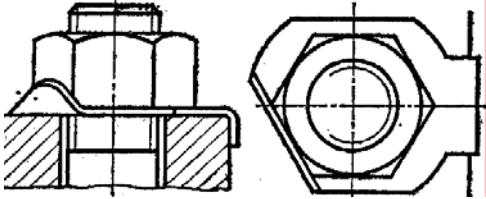
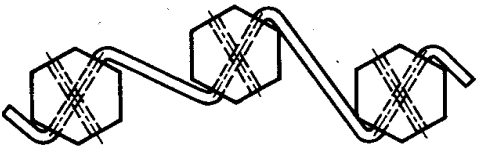
Таблица 1 - *Стопорение дополнительным трением*

<i>Изображение</i>	<i>Описание</i>
1	2
	<p>Контргайка воспринимает основную осевую нагрузку, а сила трения и затяжки в резьбе основной гайки ослабляются, при этом необходима взаимная затяжка гаек.</p>
	<p>Самоконтрящиеся гайки с радиальным натягом резьбы после нарезания резьбы и пластического обжатия специальной шейки гайки на эллипс.</p>

1	2
	<p>Иногда самоконтрящиеся гайки выполняются с несколькими радиальными прорезями.</p>
	<p>Гайки с полиамидными кольцами без резьбы, которая нарезается винтом при завинчивании, обеспечивают большие силы трения. Применяют полиамидную пробку в винте.</p>
	<p>Контргайка цангового типа при навинчивании обжимается на конической поверхности. Контргайка арочного типа при навинчивании разгибается и расклинивает резьбу.</p>
	<p>Пружинные шайбы обеспечивают трение в резьбе (левой или правой). Повышают сцепление врезанием своих острых срезов. Создают некоторое смещение нагрузки.</p>
	<p>У пружинных шайб с несколькими отогнутыми усиками сила упругости направлена строго по оси болта. Стопорение пружинными шайбами ненадежно.</p>
	<p>При спокойных нагрузках резьбы стопорят специальными винтами через медную или свинцовую прокладку или деформированием гайки с прорезями, перпендикулярными оси.</p>

Применяются также стопорения и специальными запирающими элементами, полностью исключающими самопроизвольный проворот гайки (Табл. 2).

Таблица 2 - Стопорение специальными запирающими элементами

Изображение	Описание
	<p>Шплинты (ГОСТ 397-79) сгибают из проволоки полукруглого сечения плоскими сторонами внутрь. Выпадению шплинта препятствуют его петля и разогнутые концы.</p>
	<p>Шайбы с лапками (ГОСТ 11872-80) стопорят гайки со шлицами при регулировке подшипников качения на валу. Внутренний носик отгибается в канавку винта, а наружные лапки - в шлицы гайки.</p>
	<p>У шайб с лапками (ГОСТ 3693/95-52) одна отгибается по грани гайки, а другая по грани детали. Стопорение такими шайбами надежно и широко распространено.</p>
	<p>В групповых соединениях головки болтов обвязывают проволокой через отверстия с натяжением проволоки в сторону затяжки резьбы.</p>

Кроме того, стопорение может выполняться также пластическим деформированием или приваркой после затяжки.

Резьбовые крепежные детали обычно выполняют из черных металлов (углеродистых и легированных сталей) - Ст. 3, Ст. 4, Сталь 35, Сталь 45, детали наиболее напряжённых соединений из материалов - Сталь 40, Сталь

40ХН. Декоративные винты и гайки выполняются из цветных металлов (алюминий, медь, титан и их сплавы) и пластмасс. Выбор материалов и всех параметров резьбовых соединений определяют *расчетом на прочность*.

2.2. Расчеты резьбовых соединений

При затяжке резьбового соединения и в процессе дальнейшей его эксплуатации в соединяющих деталях возникают разнообразные напряжения. Например, под действием осевой силы (силы затяжки) в стержне винта возникают напряжения растяжения, в теле гайки - сжатия. Частым является обрыв тела винта в области первых одного-двух витков резьбы, считая от опорного торца гайки. Кроме того, в резьбовых соединениях с мелким шагом возможен срез витков резьбы.

Под действием осевой силы в болтовом соединении сечение тела болта нагружается растягивающими напряжениями и в переходной области между телом и головкой возникают касательные напряжения, а в витках резьбы напряжения изгиба, смятия и среза одновременно. В резьбовом, как и в других соединениях, прочность является основным критерием работоспособности. Расчет на прочность осуществляется в зависимости от способа установки болта (винта, шпильки) в соединяемых деталях и вида нагружения всей конструкции.

В зависимости от назначения и условий сборки резьбовые соединения бывают *ненапряженные*, не затянутые в процессе сборки, и *напряженные*, нагруженные осевой нагрузкой в процессе сборки до приложения внешней нагрузки.

Расчет 1. Примером ненапряженного соединения может служить подвеска крюка подъемного крана (Рис. 2). Такие соединения способны воспринимать только статическую нагрузку. Опасным будет сечение, ослабленное нарезкой (резьбой). Статическая прочность стержня с резьбой выше (на 10%), чем гладкого стержня с диаметром, равным внутреннему диаметру d_1 резьбы. Расчет ведут по расчетному диаметру d_p , а именно:

$$d_p = d - 0,94P, \quad (2.1)$$

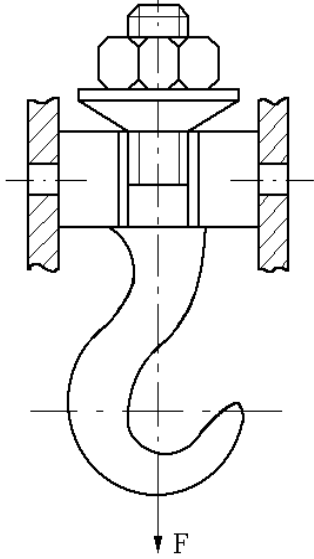


Рисунок 2 -
Подвеска крюка

где P - шаг резьбы с номинальным диаметром d (приблизительно можно принять $d_p \approx d_1$).

Из условия прочности:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_p^2} \leq [\sigma] \quad (2.2)$$

находим расчетный диаметр:

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}, \quad (2.3)$$

где F - осевая нагрузка.

Расчет 2. Расчет затянутого болта при условии отсутствия внешней нагрузки. Примером может служить болт для крепления герметичных крышек и люков корпусов машин (Рис. 3). В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $F_{зат}$ и закручивается моментом сил трения в резьбе T_p . Момент трения на торце гайки через стержень болта не передается. В стержне болта возникают и нормальные

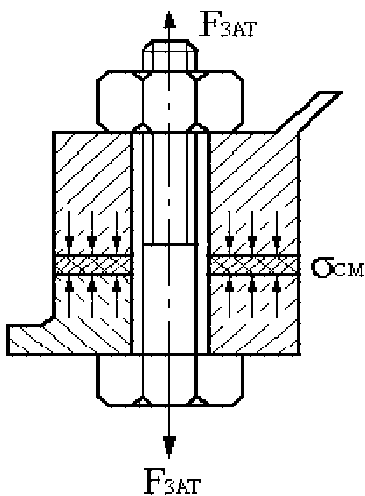


Рисунок 3 - Затянутый болт

напряжения σ от силы затяжки, и касательные напряжения τ от момента завинчивания.

Напряжение растяжения от усилия затяжки:

$$\sigma = \frac{F_{зат}}{\frac{\pi}{4} d_p^2}. \quad (2.4)$$

Напряжение кручения от момента трения в резьбе:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{\frac{1}{2} F_{зат} d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho')}{\frac{\pi}{16} d_p^3}. \quad (2.5)$$

В этих формулах величина силы затяжки:

$$F_{зат} = S \sigma_{см}, \quad (2.6)$$

где S - площадь стыка детали; $\sigma_{см}$ - напряжение смятия в стыке деталей, величину которого выбирают по условиям герметичности.

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению (энергетическая теория):

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2.7)$$

Вычисления показывают, что, например, для стандартных метрических резьб:

$$\sigma_{эkv} \approx 1,3\sigma. \quad (2.8)$$

Следовательно, болт, работающий одновременно и на растяжение и на кручение, можно рассчитывать только на растяжение по допускаемому напряжению на растяжение, уменьшенному в 1,3 раза, или по расчетной силе, увеличенной по сравнению с силой $F_{зат}$, растягивающей болт, в те же 1,3 раза:

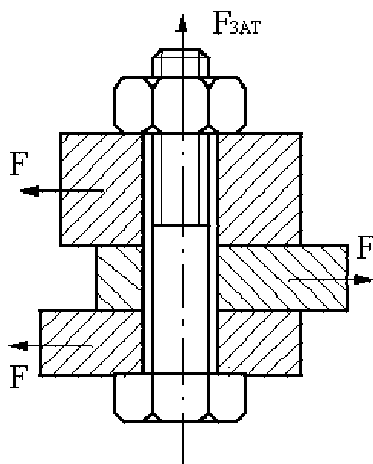
$$\sigma_{эkv} = \frac{1,3F_{зат}}{\frac{\pi}{4} d_p^2} \leq [\sigma], \quad \text{откуда} \quad d_p \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F_{зат}}{\pi[\sigma]}}.$$

Расчетами и практикой установлено, что болты с резьбой меньше М10 можно разрушить при затяжке. Поэтому в машиностроении не рекомендуют применять болты малых диаметров (меньше М8). Некоторые заводы используют для затяжки болтов специальные ключи

предельного момента, которые не позволяют приложить к гайке момент больше установленного. В таком случае отпадает необходимость ограничения в применении болтов малых диаметров.

Расчет 3. Расчет болтового соединения, нагруженного силами, сдвигающими деталь по стыку. Условием надежности такого соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть выполнена в двух вариантах:

Вариант 1. Болт поставлен с зазором (Рис. 4). При этом внешнюю нагрузку F уравнивают силами трения в стыке, которые образуются в стыке от затяжки болта.



Условие равновесия:

$$F \leq iF_{тр} = iF_{зат}f \quad (2.9)$$

или

$$F_{зат} = \frac{kF}{if}, \quad (2.10)$$

Рисунок 4 -
Соединение с зазором

где i - число плоскостей стыка деталей (по рисунку 4 число стыков равно 2; если бы соединялись только две детали, то число i было бы равно 1); f - коэффициент трения в стыке ($\approx 0,15 \div 0,20$ для сухих чугунных и стальных поверхностей); $F_{тр}$ - сила трения; k - коэффициент запаса (1,2÷1,5 - при статической нагрузке; 1,8÷2 при переменной нагрузке).

Прочность любого болта оценивают по эквивалентному напряжению (См. выше). В болтовом соединении с зазором внешняя нагрузка не передается на болт, поэтому расчет делают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной нагрузке.

Вариант 2. Болт поставлен без зазора (Рис. 5). В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня

болта выполняют с допуском, обеспечивающим посадку типа напряженной. При расчете прочности болтового соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта необязательна (в общем случае болт можно заменить штифтом). Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

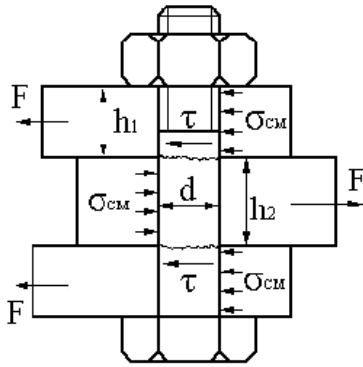


Рисунок 5 -
Соединение без зазора

Условие прочности по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4} i} \leq [\tau],$$

где i - число плоскостей среза.

Условие прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{dh_2} \leq [\sigma_{см}]$$

- для средней детали;

$$\sigma_{см} = \frac{F}{2dh_1} \leq [\sigma_{см}]$$

- для крайних деталей.

Эти формулы справедливы как для болта, так и для деталей. Из двух значений $\sigma_{см}$ расчет прочности выполняют по наибольшему, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали.

Сравнивая варианты установки болтов с зазором или без зазора, следует отметить, что первый вариант проще и дешевле второго, так как он не требует точных размеров болта и отверстия. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора. Например, если принять коэффициент трения в стыке деталей $f = 0,2$, $k = 1,5$, а $i = 1$, то для болта с зазором получим $F_{зам} = 7,5F$. Расчетная нагрузка болта с зазором в 7,5 раз превышает внешнюю нагрузку и, следовательно, работа таких

соединений при сдвигающей нагрузке недостаточно надежна.

Расчет 4. Расчет напряжений резьбовых соединений, нагруженных внешней осевой силой (болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей). Примером болтов в таких соединениях могут служить болты крепления крышек резервуаров, находящихся под давлением жидкости или газа (Рис. 6). Затяжка болтов должна обеспечить герметичность или нераскрытие стыка под давлением.

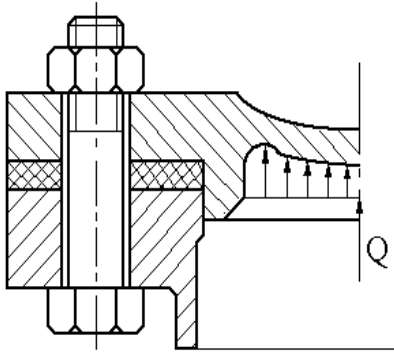


Рисунок 6 -
Крепление крышки

Считается, что усилие Q распределяется между болтами фланца равномерно.

Внешняя сила $F_{вн}$ рассчитывается:

$$F_{вн} = \frac{Q}{z}, \quad (2.11)$$

где z - число болтов по фланцу.

Введем обозначения:

$F_{зат}$ - усилие затяжки болтов; $F_{б}$ - осевое усилие на болт; $F_{ст}$ - усилие от одного болта, приходящееся на прокладку (стык). На рисунке 7 показана расчетная модель болтового соединения деталей Φ_1 и Φ_2 с прокладкой. Слева показано соединение при $F_{вн} = 0$.

В этом случае:

$$F_{б} = F_{ст} = F_{зат}.$$

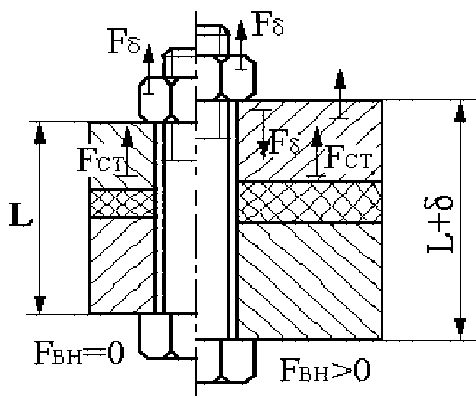


Рисунок 7 -
Расчетная модель

На половине рисунка справа при приложении внешней нагрузки ($F_{вн} > 0$) в указанном направлении, уменьшается деформация сжатия прокладки. Так как усилие затяжки не изменилось, значит, усилие на стыке уменьшилось:

$$F_{ст} < F_{зат} , \quad (2.12)$$

в противном случае стык раскроется.

По условию равновесия соединения:

$$F_{\bar{\sigma}} = F_{ст} + F_{вн} . \quad (2.13)$$

Учитывая неравенство (2.12), получим:

$$F_{\bar{\sigma}} < F_{зат} + F_{вн} . \quad (2.14)$$

Только часть внешнего усилия $F_{вн}$ (эту часть обозначим $F_{вн}'$) прибавляется к усилию затяжки:

$$F_{\bar{\sigma}} = F_{зат} + F_{вн}' . \quad (2.15)$$

Отношение $x = \frac{F_{вн}'}{F_{вн}}$ называется коэффициентом внешней нагрузки. Имеем:

$$F_{\bar{\sigma}} = F_{зат} + xF_{вн} . \quad (2.16)$$

Из уравнения (2.13) получаем:

$$F_{ст} = F_{\bar{\sigma}} - F_{вн} = F_{зат} - (1-x)F_{вн} . \quad (2.17)$$

Для предупреждения раскрытия стыка надо выполнить условие:

$$F_{ст} > 0, \quad \text{то есть} \quad F_{зат} > (1-x)F_{вн} . \quad (2.18)$$

Усилие затяжки в расчетной практике принимают:

$$F_{зат} = k(1-x)F_{вн} , \quad (2.19)$$

где k - коэффициент затяжки.

По условию нераскрытия стыка этот коэффициент k

находится в пределах: $1,25 \div 2$ - при постоянной нагрузке; $2,5 \div 4$ - при переменной нагрузке. По условию герметичности в стыке коэффициент берется в пределах: $1,3 \div 2,5$ - при мягкой прокладке; $2 \div 3,5$ - при фасонной металлической; а $3 \div 5$ - при плоской металлической прокладке.

Следовательно, растягивающая сила F_{δ} , действующая на болт, после предварительной затяжки и приложения внешней силы $F_{вн}$ равна:

$$F_{\delta} = F_{зат} + xF_{вн} = k(1-x)F_{вн} + xF_{вн}$$

или

$$F_{\delta} = [k(1-x) + x]F_{вн} . \quad (2.20)$$

При отсутствии последующей затяжки болт рассчитывают с учетом его кручения от момента трения в резьбе T_p по расчетной силе:

$$F_p = 1,3F_{зат} + xF_{вн}$$

или

$$F_p = [1,3k(1-x) + x]F_{вн} . \quad (2.21)$$

Для расчета необходимо знать x . Задача о распределении нагрузки между винтом и стыком является статически неопределимой и решается с помощью условия совместности перемещений. Под действием внешней нагрузки в пределах до раскрытия стыка болт удлиняется настолько, насколько уменьшается сжатие деталей, то есть:

$$\delta_{\delta} = \delta_{\partial} , \quad (2.22)$$

где δ_{δ} - деформация болта, δ_{∂} - деформация деталей.

$$\delta_{\delta} = \lambda_{\delta}xF_{вн} ; \quad \delta_{\partial} = \lambda_{\partial}(1-x)F_{вн} ;$$

$$\lambda_{\delta}xF_{вн} = \lambda_{\partial}(1-x)F_{вн} ;$$

$$x = \frac{\lambda_{\partial}}{\lambda_{\delta} + \lambda_{\partial}}, \quad (2.23)$$

где λ_{δ} - податливость болта, равная деформации болта под действием силы в 1Н; λ_{∂} - податливость соединенных деталей и стыка между ними.

При отсутствии в соединении упругих прокладок коэффициент внешней нагрузки $x = 0,2 \div 0,3$; при наличии упругих прокладок x может быть близок к единице.

Здесь уместно привести *дополнительные условия повышения герметичности стыка*:

1). Высокая чистота соединенных поверхностей, так как шероховатости поверхности в процессе работы сминаются, и остаточная затяжка стыка уменьшается.

2). Чем меньше число стыков, тем больше гарантирована остаточная затяжка.

3). Контровка (стопорение) резьбового соединения.

4). Повышение упругости прокладок.

Расчет 5. Определение податливости болтов и соединяемых деталей. Определение податливости болта вычисляется:

$$\lambda_{\delta} = \frac{l_{\delta}}{ES}, \quad (2.24)$$

где E - модуль упругости материала болта; S - это

площадь сечения болта;

l_{δ} (L) - расчетная длина,

равная свободной длине

болта между опорными

поверхностями и половине

длины свинчивания (H -

высота гайки) (Рис. 8),

то есть:

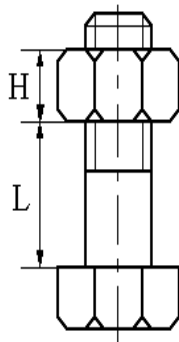


Рисунок 8 -
Болт и гайка

$$l_{\delta} = l + 0,5 \cdot H. \quad (2.25)$$

Если болт ступенчатый (Рис. 9), то:

$$\lambda_{\delta} = \frac{1}{E} \left(\frac{l_1}{S_1} + \frac{l_2}{S_2} + \dots + \frac{l_n}{S_n} \right), \quad (2.26)$$

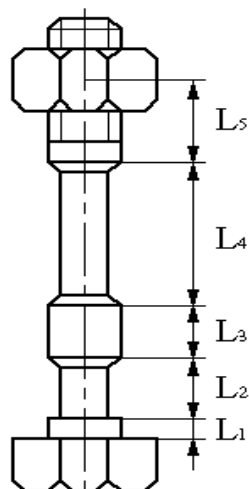


Рисунок 9 -
Ступенчатый болт

где l_n - длина n -го участка болта; S_n - площадь сечения n -го участка болта.

При определении податливости соединяемых деталей, а точнее, для определения коэффициента податливости соединяемых деталей пользуются методом профессора И.И. Бобарыкова. Согласно этому методу деформации соединяемых деталей распространяются на так называемые конусы

давления, у которых наружный диаметр меньших оснований представляет собой наружный диаметр опорной поверхности гайки (головки болта, пружинной шайбы и т.д.), а образующие конуса наклонены под углом $\alpha < 45^\circ$. Рекомендуется принимать $\operatorname{tg} \alpha = 0,5$. Для упрощения расчетов конус заменяют цилиндром, наружный диаметр которого равен среднему диаметру конуса. Коэффициент податливости соединяемых деталей равен:

$$\lambda_{\delta} = \frac{h_1}{E_1 S_1} + \frac{h_2}{E_2 S_2} + \dots + \frac{h_n}{E_n S_n}, \quad (2.27)$$

где h_1, h_2, \dots, h_n - толщина соединяемых деталей; S_1, S_2, \dots, S_n - площади поперечных сечений конусов давлений; E_1, E_2, \dots, E_n - модули упругости материалов этих деталей.

При большом значении λ_{δ} и малом значении коэффициента податливости соединяемых деталей λ_{δ} коэффициент внешней

нагрузки x небольшой и почти вся внешняя сила $F_{вн}$ идет на разгрузку стыка. При малом значении коэффициента податливости болта и большом коэффициенте податливости соединяемых деталей, например при применении в стыке упругой прокладки, большая часть внешней силы передается на болт. При наличии упругой прокладки податливостью соединяемых деталей можно и пренебречь.

Расчет б. Расчет болтов при переменных нагрузках. Примером таких болтов могут служить болты крепления крышки цилиндра двигателя внутреннего сгорания. Расчет (окончательным) для болтов, винтов и шпилек, находящихся под действием переменных нагрузок, является расчет на усталость. Рассмотрим циклы изменения нагрузок и напряжений (Рис. 10).

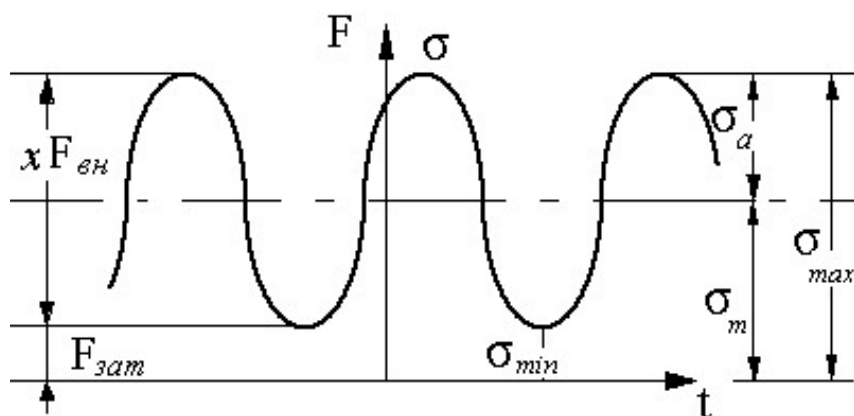


Рисунок 10 - Цикл изменения нагрузок и напряжений

Переменная внешняя нагрузка изменяется по отнулевому циклу (от 0 до $F_{вн}$). Только часть ее $x F_{вн}$ приходится на болт. Если на болт действует сила предварительной затяжки $F_{зат}$ и переменная внешняя сила, изменяющаяся от 0 до $x F_{вн}$, то напряжение начальной затяжки:

$$\sigma_{зат} = \frac{F_{зат}}{S_1}, \quad (2.28)$$

где S_1 - площадь поперечного сечения болта по внутреннему диаметру резьбы.

Максимальное напряжение σ_{max} цикла вычисляется по формуле:

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a = \sigma_{зам} + 2\sigma_a, \quad (2.29)$$

где $\sigma_a = \frac{x F_{вн}}{2 S_1}$ - это амплитуда напряжения цикла;

а $\sigma_m = \sigma_{зам} + \sigma_a$ - среднее напряжение цикла.

Расчет на усталость болтов производится как проверочный по коэффициенту запаса прочности:

$$S_a = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a k_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S_a], \quad (2.30)$$

где σ_{-1} - предел выносливости болта ($\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_\theta$); k_σ - эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе (принимается $3,5 \div 4,5$ - для углеродистых сталей; $4,0 \div 5,5$ - для легированных сталей); ψ_σ - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла; $[S_a]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности по амплитуде ($= 2,5 \div 4$).

Запас статической прочности по текучести материалов проверяют по формуле:

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a} \geq [S], \quad (2.31)$$

где $[S] \geq 1,25$ - допускаемый коэффициент прочности по максимальному напряжению.

2.3. Шпоночные соединения

Шпоночное соединение относится к разъемным, служит для закрепления деталей на осях и валах (такими деталями являются шкивы, зубчатые колеса, муфты, маховики, кулачки

и т.д.). Соединение нагружается, в основном, вращающим моментом и требует изготовления вала и отверстия в ступице с большой точностью. Типы шпонок, служащие для передачи крутящего момента к ступице детали или, наоборот, стандартизированы, имеют вид или призмы, или клина, или сегмента, реже применяют шпонки других форм.

Достоинства шпоночных соединений:

- просты, надежны;
- удобны в сборке-разборке;
- относительно дешевы.

Однако сами шпонки:

- ослабляют сечение валов и ступиц колес;
- концентрируют напряжения в углах пазов;
- нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки).

Шпоночные соединения могут быть разделены на две группы:

1). *Ненапряженные*, осуществляемые призматическими или сегментными шпонками. Они передают момент только боковыми гранями.

2). *Напряженные* - посредством клиновых шпонок. Они передают момент за счет сил трения по верхним и нижним граням.

Призматические шпонки по назначению разделяют на:

- *простые*, предназначенные только для передачи крутящего момента;
- *направляющие* и *скользящие*, служащие дополнительно и для направления при осевом перемещении.

Призматические шпонки выполняют прямоугольного сечения с соотношением высоты к ширине сечения от 1:1 (для валов малых диаметров) и до 1:2 (для валов больших диаметров). Глубина шпоночного паза в валу правилами стандарта принимается около 0,6 от высоты h шпонки, в радиальном направлении предусматривается зазор. В соединение обычно ставят одну призматическую шпонку, но при большой напряженности конструкции иногда применяют по две шпонки, которые устанавливают под углом 120° или 180° .

На рисунке 11 простая призматическая шпонка 3 закладывается в паз 2 вала 1 без крепления, ее называют *врезной*. Примерно половина высоты шпонки помещается в пазу вала, а другая половина - в пазу 6 ступицы 7 (4 - боковая поверхность шпонки, 5 - колесо).

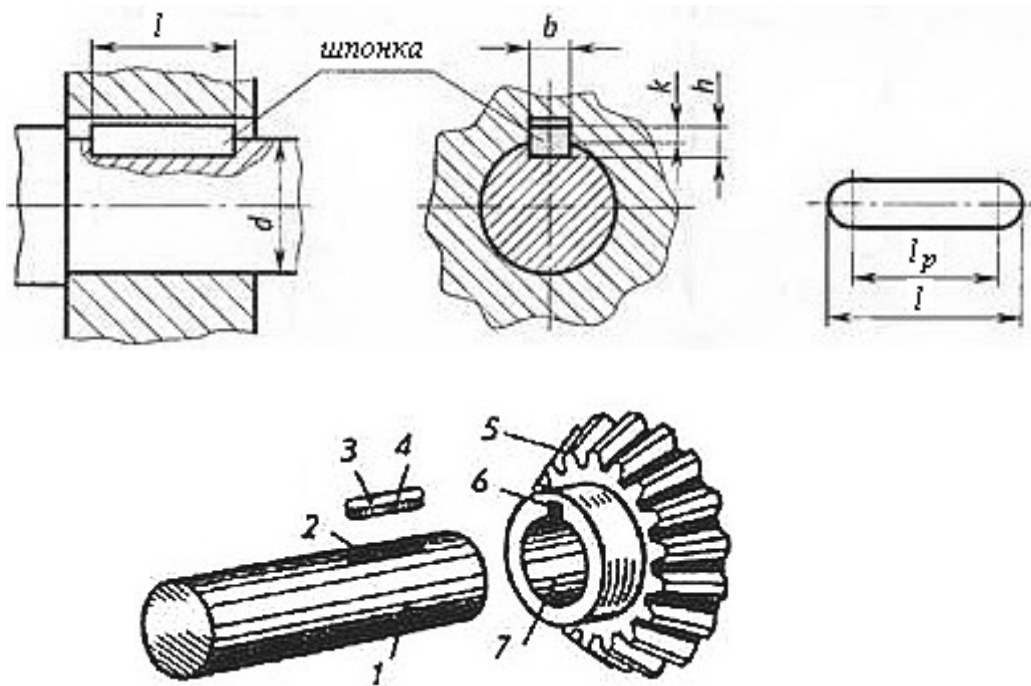


Рисунок 11 -
Шпоночное соединение с призматической шпонкой

Недостатком всех призматических шпонок является низкая технологичность, а именно, трудность обеспечения их взаимозаменяемости.

Если простые шпонки закладывают в паз вала без крепления, то направляющие шпонки дополнительно притягивают к валу винтами. Это делается для устранения повышенного трения и износа, связанного с перекосом шпонок. Направляющие шпонки отличаются от простых и длиной, соответствующей необходимой величине перемещения. Из рисунка 12 видно - их закрепляют на валу 4 винтами 2. Среднее отверстие с резьбой у этих шпонок 3 позволяет при необходимости снять шпонку. После того как будут вывернуты установочные винты, в это отверстие с резьбой завинчивают винт, который концом упирается в основание шпоночного паза вала и отжимает вверх шпонку.

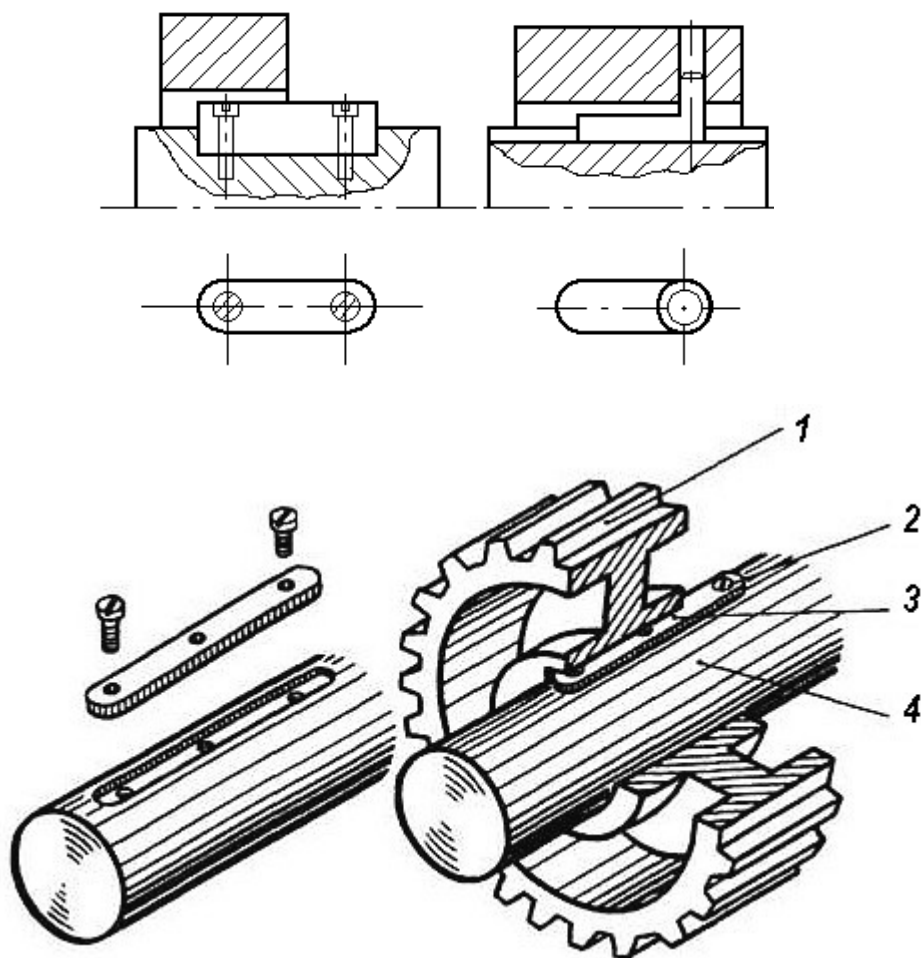


Рисунок 12 -
Соединение с призматической направляющей шпонкой

Скользящие шпонки перемещаются вместе со ступицами вдоль вала. Их применяют при необходимости больших осевых перемещений, выполняют с цилиндрическими выступами, которые входят в соответствующие отверстия в ступицах, что позволяет делать шпонку короткой.

Шпонки испытывают напряжения смятия боковых поверхностей и срез по средней продольной плоскости. Для простоты расчета допускают, что шпонка врезана в вал наполовину своей высоты, напряжения смятия $\sigma_{см}$ распределяются равномерно по высоте и длине шпонки, а плечо равнодействующей этих напряжений равно $d/2$.

Рассматривая равновесие вала или ступицы при таких допущениях, получим условие прочности в виде:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}] ; \quad (2.32)$$

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau_{ср}] , \quad (2.33)$$

где T - вращающий момент от вала к ступице; $l_p = l - b$ - рабочая длина шпонки.

Исходя из статистики поломок, расчет на смятие проводится как проектный. По известному диаметру вала задаются стандартным сечением призматической шпонки и рассчитывают ее рабочую длину. Расчет на срез является проверочным. Если условия прочности не выполняются, то увеличивают рабочую длину шпонки.

На рисунке 13 видно, что размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия, поэтому при проверочных расчетах обычно используют формулу (2.32).

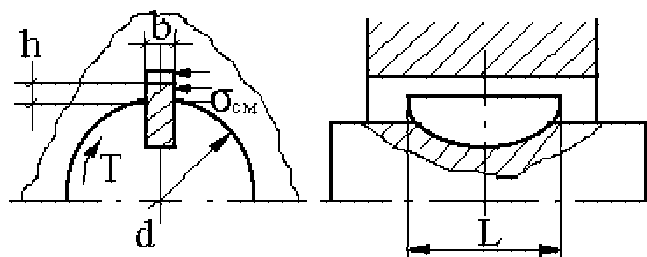


Рисунок 13 - Соединение с сегментной шпонкой

Сегментная шпонка является разновидностью шпонки призматической, расчеты и принципы работы этих шпонок подобны. Сегментные самые технологичные шпонки из-за легкости изготовления и самих шпонок и пазов для них. Глубокая посадка такой шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у простой призматической шпонки. Это предохраняет шпонку от перекоса или выворачивания под нагрузкой. Но следует учитывать, что глубокий паз значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют на малонагруженных участках вала.

При соединении деталей *врезными клиновыми шпонками* необходимо учитывать, что они характеризуются следующими положениями:

- свободной посадкой ступицы на вал (с зазором);
- расположением шпонки в пазе с зазором по боковым граням (рабочими являются широкие грани шпонки);
- передачей вращающего момента T от вала к ступице в основном за счет силы трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки.

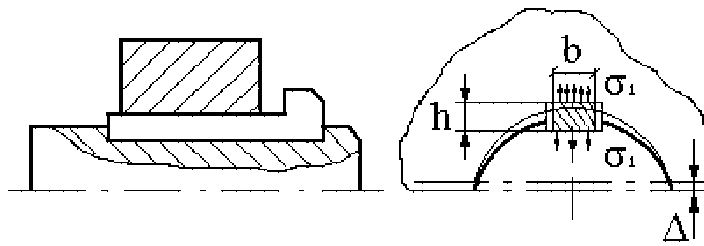


Рисунок 14 - Соединение с клиновой шпонкой

Запрессовка шпонки смещает центры вала и ступицы на некоторую величину Δ . Это смещение при больших скоростях вращения вызывает дисбаланс и неблагоприятно сказывается на работе всего механизма. Кроме того, клиноватая форма шпонки может вызвать перекос детали, при котором ее торцевая плоскость не будет перпендикулярна к оси вала. Эти недостатки привели к тому, что применение клиновых шпонок резко сократилось в условиях современного машиностроения.

Для упрощения расчета клиновых врезных шпонок принимают, что при передаче шпоночным соединением некоего крутящего момента T напряжения сжатия по ширине поверхности контакта рабочих граней шпонки с валом и ступицей распределяются по закону треугольника. В таком случае передаваемый крутящий момент T складывается из момента нормальной силы F_n (Рис. 15), момента сил трения между ступицей и шпонкой $F_{тр}$ (f - коэффициент трения между ними):

$$F_{тр} = fF_n, \quad (2.34)$$

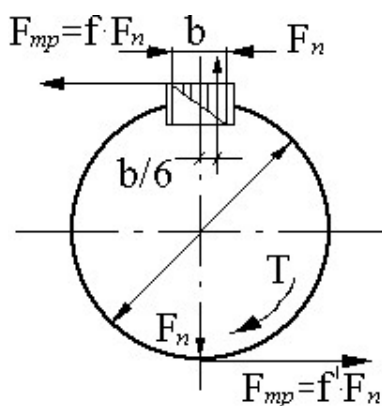


Рисунок 15 -
Крутящий момент

и момента силы трения между ступицей и валом F_{mp1} :

$$F_{mp1} = f' F_n ,$$

где f' - коэффициент трения между ступицей и шпонкой.

Приблизительно принимаем, что плечо силы $F_{mp} = f F_n$ равно радиусу вала и $f' = f$.

При таких допущениях получаем:

$$T = F_n \frac{b}{6} + F_n f \frac{d}{2} + F_n f' \frac{d}{2} = F_n \left(\frac{b}{6} + fd \right)$$

или

$$F_n = \frac{6T}{b + 6fd} . \quad (2.35)$$

Из закона распределения напряжений смятия по ширине шпонки следует:

$$F_n = 0,5bl \sigma_{см} , \quad (2.36)$$

где l - длина ступицы детали.

Решая совместно эти уравнения, получаем следующее:

$$\sigma_{см} = \frac{12T}{(b + 6fd)bl} \leq [\sigma_{см}] .$$

Следовательно, преимущества клиновых шпонок:

- не требуется дополнительных деталей, удерживающих ступицу от осевого перемещения;

- такие соединения могут выдерживать и небольшую (относительно крутящего момента) осевую нагрузку;
 - хорошо работают при действии переменных нагрузок.
- Недостатки применения клиновых шпонок следующие:
- децентровка ступицы относительно геометрической оси вала;
 - из-за относительно малой длины ступицы возможен ее значительный перекося и осевое биение обода закрепляемой детали (шкива, звездочки, зубчатого колеса);
 - затруднена разборка при ремонте.

При проектировании шпоночного соединения ширину и высоту шпонок принимают в зависимости от диаметра вала по ГОСТу, длину шпонки принимают в зависимости от длины ступицы и согласовывают с ГОСТом по шпонкам. Проверочный расчет шпоночного соединения выполняют по одному из рассмотренных выше примеров. Выбор допускаемых напряжений производится по материалу наименее прочной детали соединения. При стальных соединяемых деталях, вале и ступице, наименее прочной является шпонка, при ступице из легких алюминиевых сплавов последняя оказывается самой слабой деталью.

2.4. Шлицевые соединения

Шлицевые (зубчатые, пазовые) *соединения* образуются продольными выступами (шлицами) на валу, входящими в сопряженные пазы ступицы колеса (соответствующие по конфигурации шлицам вала). Такие соединения по внешнему виду и по динамическим условиям работы шлицы можно считать многошпоночными (шпонки выполняют как одно целое с валом). Конструктивно шлицевое соединение включает всего две детали - это вал и ступица.

Шлицевые соединения находят широкое применение в станках, транспортных и транспортирующих машинах, грузоподъемных устройствах, гусеничных и колесных машинах, самолетах и т.п.. Широкое применение шлицевых соединений обусловлено их преимуществами, например, перед шпоночными соединениями:

- высокая нагрузочная способность при одинаковых габаритах из-за значительно большей рабочей поверхности и равномерного распределения давления по всей высоте зубьев;

- меньшая концентрация напряжений в материале вала и ступицы;

- лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевых перемещениях вдоль вала;

- высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках;

- минимальное количество деталей, участвующих в соединении.

Шлицевые соединения обеспечивают в окружном направлении жесткое фиксирование деталей и допускают осевые перемещения. В таких соединениях используют шлицы трех разновидностей поперечного сечения (Рис. 16): *прямобоочные (а), эвольвентные (б) и треугольные (в).*

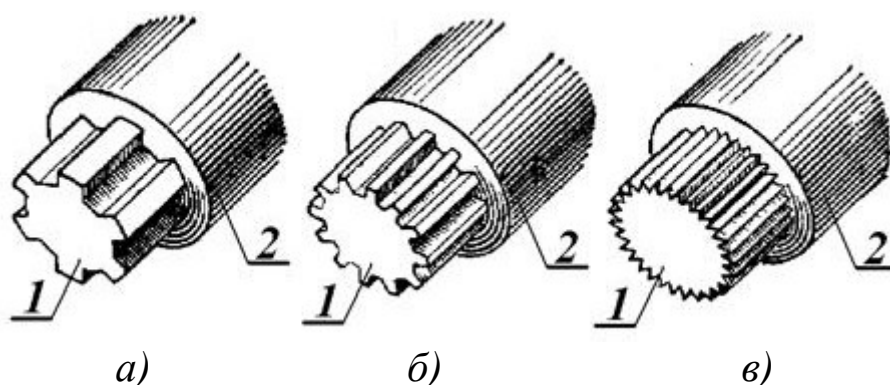


Рисунок 16 - Шлицевое соединение: 1 - вал, 2 - ступица

Недостатком шлицевого соединения является относительно высокая стоимость и трудоемкость изготовления. При этом стандартизованы все прямобоочные и эвольвентные шлицевые соединения.

Центрирование вала и ступицы в шлицевых соединениях может выполняться тремя способами:

- по боковым поверхностям шлицов;
- по внешнему (наружному) диаметру (диаметру вершин шлицов);

- по внутреннему диаметру (по дну впадин между

шлицами).

Соединение с прямобочными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням (поверхностям) b (Рис. 17а) зубьев, по наружному D (Рис. 17б) или внутреннему d (Рис. 17в) диаметру вала.

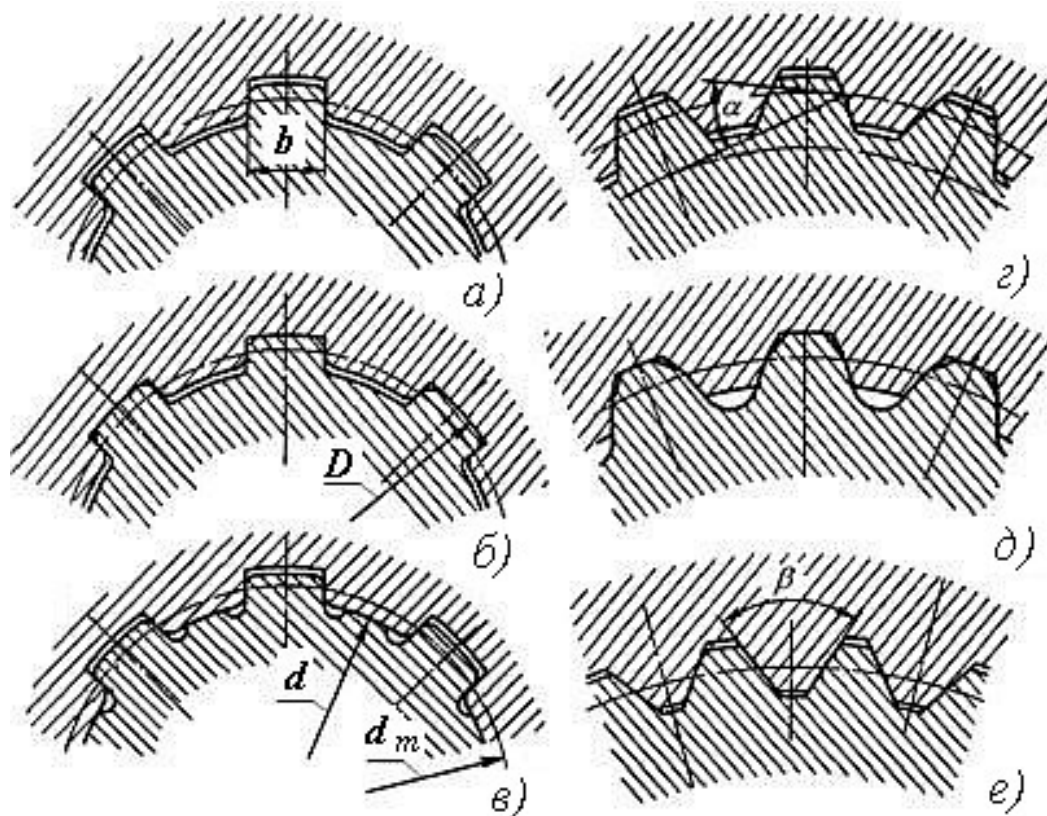


Рисунок 17 - Типы и центрирование зубчатых соединений

Стандартом предусмотрены три серии соединений (легкая, средняя и тяжелая), которые отличаются высотой и количеством зубьев. Число зубьев изменяется в пределах от 6 до 20. У соединений тяжелой серии зубья выше, а их количество больше, чем у соединений средней и легкой серий. При выборе способа центрирования руководствуются следующим:

- центрирование по диаметрам D или d обеспечивает более правильную соосность вала и ступицы по сравнению с центрированием по боковым граням;
- центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям, поэтому его применяют при тяжелых условиях работы.

Диаметр центрирования (наружный или внутренний) выбирают из технологических условий. Если твердость материала втулки позволяет обработку протяжкой ($HВ < 350$), рекомендуют центрирование по наружному диаметру (80 % прямобочных шлицевых соединений). При высокой твердости втулки выполняют центрирование по внутреннему диаметру.

Условное обозначение соединения с прямобочными зубьями в соответствии с ГОСТ 1139-80 содержит: букву, обозначающую поверхность центрирования, число зубьев z и номинальные размеры d , D , b соединения; обозначения посадок диаметра и размера b , помещенные после соответствующих размеров. Например, при $z = 8$, $d = 42$, $D = 48$, $b = 8$ условное обозначение соединения с прямобочными зубьями с центрированием по наружному диаметру, с посадкой по диаметру центрирования $\frac{H8}{h7}$ и по размеру b - $\frac{F10}{h9}$ имеет вид:

$$D8 \times 42 \times 48 \frac{H8}{h7} \times 8 \frac{F10}{h9} \text{ ГОСТ 1139-80 .}$$

Рекомендуемые посадки для размера b :

$\frac{F8}{f7}$, $\frac{F8}{f8}$, $\frac{F8}{js7}$ - при центрировании по D для неподвижных соединений;

$\frac{D9}{e8}$, $\frac{F8}{js7}$, $\frac{D9}{f8}$ - при центрировании по d для подвижных соединений.

Соединения с эвольвентными шлицами выполняют с центрированием по боковым граням (поверхностям) (Рис. 17з) или по наружному диаметру вала (Рис. 17д). Наиболее распространен первый способ центрирования. Эвольвентные шлицевые соединения по сравнению с прямобочными обладают повышенной несущей способностью и меньшей концентрацией напряжений (примерно в 2 раза).

Эвольвентные зубья применяют при диаметрах от 4 до 500 мм при $z = 6 \div 82$ в соответствии со стандартом ГОСТ 6033-80 угол исходного контура $\alpha = 30^\circ$, за номинальный диаметр соединения применяют его наружный диаметр:

$$D = m(z + 1 + 2x), \quad (2.37)$$

где m - модуль соединения; x - коэффициент смещения.
Условное обозначение соединения с эвольвентным профилем должно содержать: номинальный диаметр D , модуль m , обозначение посадки соединения, помещаемое после размеров центрирующих элементов, номер стандарта ГОСТ 6033-80. Например, обозначение соединения при $D = 50$, $m = 2$ с центрированием по боковым поверхностям зубьев $\frac{9H}{9g}$ имеет вид:

$$50 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ 6033-80.}$$

Рекомендуемые посадки:

$$\frac{7H}{7h}, \frac{7H}{9r}, \frac{7H}{8p} \text{ - для неподвижных соединений;}$$

$$\frac{9H}{9f}, \frac{9H}{9g}, \frac{11H}{10d}, \frac{7H}{7g} \text{ - для подвижных соединений.}$$

Соединения с треугольными зубьями выполняют с центрированием по боковым поверхностям (Рис. 17е). Такие соединения не стандартизированы, их применяют главным образом как неподвижные при тонкостенных втулках. Соединение имеет большое число мелких зубьев, что позволяет регулировать положение ступицы на валу в окружном направлении.

По рекомендации СЭВ угол профиля принимают $\beta = 60^\circ$ (угол впадины между боковыми поверхностями шлицов вала) при номинальных диаметрах до 60 мм. Кроме таких соединений в машиностроении изготавливают

соединения с другими углами профиля 72° или 90° и $D = 5 \div 75$ мм.

Основными критериями работоспособности шлицов являются:

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

Неподвижные шлицевые соединения рассчитывают только на смятие (при условии отсутствия нагрузок осевых и опрокидывающих). Все размеры зубьев, аналогично шпонкам, выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала.

Пример расчета. Боковые поверхности зубьев испытывают напряжения смятия, а также в сечениях у их основания возникают напряжения среза и изгиба (Рис. 18). Для зубьев стандартного профиля решающее значение имеют напряжения смятия, которые определяют по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{T}{kzhlr_{cp}} \leq [\sigma_{см}] \quad (2.38)$$

где k - это коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий между зубьями ($= 0,7 \div 0,8$); z - число зубьев; h - высота поверхности контакта зубьев ($h = \frac{D-d}{2} - 2f$ - для прямобочных зубьев; $h \approx t$ - для эвольвентных зубьев); l - рабочая длина зубьев; r_{cp} - средний радиус поверхности контакта ($r_{cp} = \frac{D+d}{4}$ - для прямобочных зубьев; $r_{cp} = mz/2$ - для

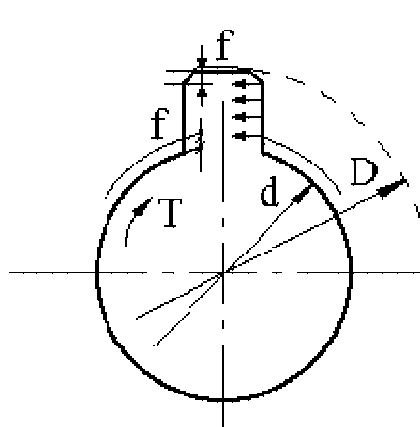


Рисунок 18 -
Расчет на смятие

эвольвентных зубьев); m - модуль соединения.

Расчет зубьев на износ. Износ боковых (рабочих) поверхностей зубьев является распространенной причиной выхода из строя шлицов, передающих крутящий момент. Изнашивание зубьев обусловлено неизбежными взаимными циклическими смещениями деталей (от вращения) соединения при действии реальной нагрузки в результате несовпадения или наклона осей, а также вследствие погрешностей изготовления и монтажного перекоса.

Условный расчет на износостойкость шлицевого соединения с эвольвентными зубьями выполняют по форме определения допустимого угла перекоса. Если принять, что ось вала имеет перекося на угол $\Delta\varphi$ по отношению к оси втулки, то наибольшее взаимное смещение точек зубьев за один оборот составит:

$$\Delta l = \Delta\varphi d_m \sqrt{1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2}, \quad (2.39)$$

где l и d_m - соответственно длина и средний диаметр соединения, [мм]; $\Delta\varphi$ - угол перекоса в радианах.

Скорость относительного скольжения, [мм/с]:

$$V_{ск} = \frac{\Delta\varphi n d_m}{60} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2}, \quad (2.40)$$

а удельная мощность трения:

$$P_1 = V_{ск} f \sigma_{см} = \frac{\Delta\varphi n d_m}{60} f \sigma_{см} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2}, \quad (2.41)$$

где n - частота вращения вала, [мин⁻¹]; f - коэффициент трения; $\sigma_{см}$ - среднее контактное напряжение в соединении при $k = 1$;

$$[\Delta\varphi] \leq \frac{60[P_1]}{f\sigma_{cm}hd_m\sqrt{1+\left(\frac{l}{d_m}\right)^2}}, \quad (2.42)$$

где $[P_1]$ - допускаемая мощность трения;
 $[P_1] = 0,3HRC$ - при граничной смазке; $[P_1] = 0,5HRC$ - при полужидкой смазке.

Для валов диаметром 10÷50 мм - $[\Delta\varphi] = 10'$. Для соединений допускающих относительное проскальзывание $[\Delta\varphi] = 40'$.

Эффективными средствами повышения износостойкости шлицевых соединений являются:

- уменьшение углов перекоса;
- увеличение твердости контактирующих поверхностей путем азотирования, цементации, обдувки дробью;
- уменьшение зазоров в шлицевом соединении, применение более плотных посадок, центрирование по вспомогательным поверхностям и затяжка соединений;
- применение бочкообразных зубьев;
- подача смазки в зону контакта;
- снижение коэффициента трения путем покрытий медью, серебром, кадмием, молибденом.

2.5. Сварные соединения

Сварка - технологический процесс получения неразъемного соединения деталей, основанный на использовании сил молекулярного взаимодействия, которые проявляются в результате местного нагрева стыка материалов до расплавления или до пластического состояния с последующим взаимным деформированием. Затвердевающий после сварки металл, соединяющий сварные детали, называется *сварным швом*.

Сварные соединения нашли самое широкое применение в промышленности. Без применения сварки в настоящее время не выпускается практически ни одна машина. Применяют

различные виды сварки, но наибольшее распространение получила *электрическая*. Различают два основных вида электросварки: дуговую и контактную. При *дуговой сварке* металл в зоне соединения доводится до расплавления. Сварное соединение образуется после отверждения металла. Различают следующие разновидности дуговой сварки:

- автоматическая сварка под флюсом, сварка экономична и высокопроизводительна, с хорошим качеством шва, ее применяют в крупносерийном и массовом производстве для конструкций с длинными швами;

- полуавтоматическая шлаковая сварка, применяют для конструкций с короткими прерывистыми швами;

- ручная сварка, эта сварка малопродуктивна, с невысоким качеством шва, применяют при малом объеме сварочных работ.

При *контактной сварке* металл в зоне соединения доводится не до жидкого, а только до пластичного состояния. Соединение образуется путем сдавливания деталей. Контактную сварку применяют в серийном и массовом производстве.

Достоинства сварных соединений:

- 1). Невысокая стоимость соединения вследствие малой трудоемкости сварки, простоты конструкции сварного шва и сравнительной дешевизны оборудования.

- 2). Отсутствие больших объемов нагретого металла и сравнительно небольшая масса конструкции.

- 3). Герметичность и плотность соединения.

- 4). Возможность автоматизации процесса сварки.

- 5). Возможность сварки толстых профилей.

Недостатки сварных соединений:

- 1). Невысокое качество сварного шва. Применение автоматической сварки в значительной мере устраняет этот недостаток.

- 2). Трудность контроля качества сварного шва.

- 3). При низком качестве шва возникают температурные повреждения материала.

- 4). Из-за неравномерности нагрева в процессе сварки возникает коробление деталей.

5). Невысокая прочность при переменных режимах нагружения. Сварной шов является сильным концентратором напряжений.

В зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей различают следующие виды сварных соединений (Рис. 19): стыковой (а); угловой (б); тавровый (в); нахлесточный (г); торцовой (д).

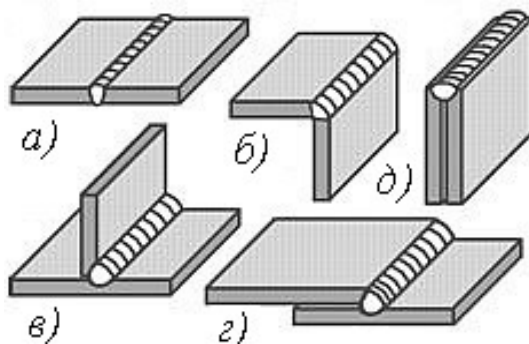


Рисунок 19 - Виды сварных соединений

1). *Стыковые соединения* являются наиболее простыми и надежными, их рекомендуют в конструкциях, подверженных воздействию переменных напряжений. В зависимости от толщины соединяемых элементов, стыковые соединения выполняют с отбортовкой кромок, без скоса кромок, с V- или K- или X- или U-образными разделками кромок, с подваркой или без подварки с другой стороны. Некоторые виды обработки кромок приведены на рисунке 20.

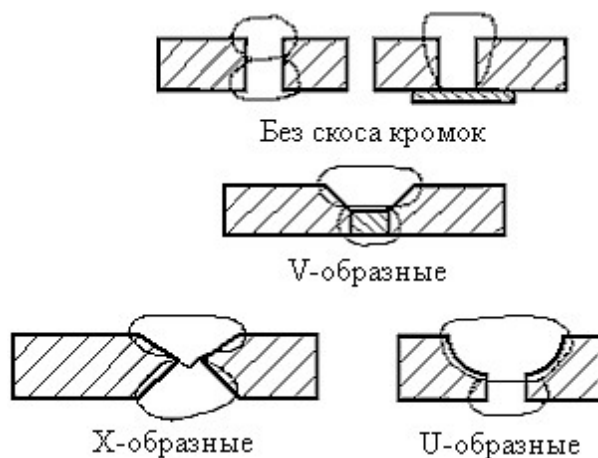


Рисунок 20 - Стыковые швы

При малых толщинах обработка кромок не обязательна, а при средних и больших толщинах она необходима. Возвышение стыкового шва над основным металлом является концентратором напряжений, поэтому в ответственных соединениях его удаляют механическим способом.

Стыковые соединения могут разрушаться по шву, месту сплавления металла шва с металлом детали, сечению самой детали в зоне термического влияния. *Зона термического влияния называют прилегающий ко шву участок детали, в котором в результате нагрева при сварке изменяются механические свойства металла.* При качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния, поэтому расчет прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения

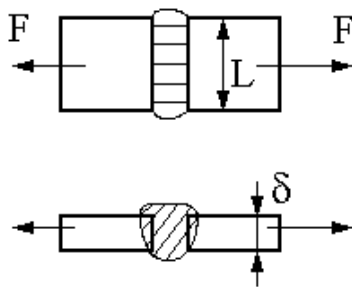


Рисунок 22 - Сваренная встык полоса

деталей в этой зоне. Возможное снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывают и при назначении допускаемых напряжений. Например, при расчете полосы, сваренной встык (Рис. 22):

$$\sigma = \frac{F}{l\delta} \leq [\sigma'] ,$$

где l и δ - ширина и толщина деталей; $[\sigma'] = \varphi[\sigma]$ - допускаемое напряжение для сварных соединений; φ - коэффициент прочности сварного шва; $[\sigma]$ - допускаемое напряжение основного металла.

2). *Нахлесточные соединения* выполняются с помощью угловых (валиковых) швов (Рис. 23) с различной формой поперечного сечения. Рассмотрим эти формы сечения углового шва (Рис. 24):

- *нормальная (а)*, выполняемая в виде равнобедренного

прямоугольного треугольника;

- *выпуклая* (б), выпуклый шов образует резкое изменение формы сечения деталей в месте соединения, что является причиной повышенной концентрации напряжений;

- *специальная* (в) с сечением в виде прямоугольного равнобедренного треугольника с основанием, больше, чем высота;

- *вогнутая* (г), шов такой формы снижает концентрацию напряжений и рекомендуется при действии переменных нагрузок. Вогнутость шва достигается обычно механической обработкой, которая значительно увеличивает стоимость соединения, поэтому такой шов применяют только в особых случаях, когда оправдываются дополнительные расходы.

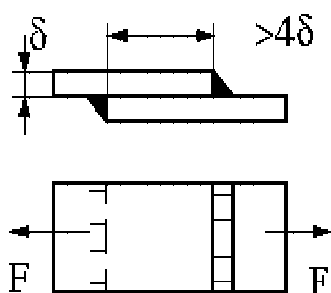


Рисунок 23 -
Нахлесточное соединение

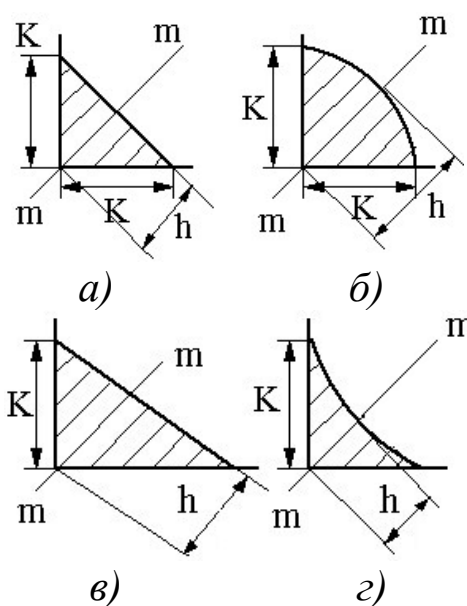


Рисунок 24 -
Формы сечений углового шва

Основные геометрические характеристики углового шва - это катет k (К) и высота h . Для нормального шва высота: $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$.

Катет швов нахлесточных соединений при сварке тонких листов (менее 4 мм) делают равными по толщине листов δ . Для деталей большей толщины катет шва определяют из соотношения:

$$k = 0,4\delta + 2 \text{ [мм]}. \quad (2.43)$$

При сварке деталей разной толщины катет шва делают равным толщине более тонкого изделия, но не более величины, рассчитанной по формуле (2.43).

По расположению швов относительно действующей нагрузки сварные швы разделяют на:

- *лобовые*, продольная ось которых перпендикулярна действующим усилиям;
- *фланговые* или *боковые*, продольная ось которых по направлению совпадает с направлением действующих усилий;
- *косые*, продольная ось которых направлена под некоторым углом к направлению действующей нагрузки;
- *комбинированные*, участки швов имеют различное направление по отношению к действующим усилиям.

Расчет фланговых швов выполняют по среднему напряжению, а условие прочности записывают в виде:

$$\tau = \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau'],$$

где $0,7k$ - толщина шва в сечении по биссектрисе *m-m*. На практике длину фланговых швов ограничивают условием $l \leq 50k$.

Если в сварном нахлесточном соединении угловые швы не обеспечивают требуемой прочности, то дополнительно к угловым применяют *пробочные* (Рис. 25а), *прорезные* (Рис. 25б), и *проплавленные* (Рис. 25в) швы.

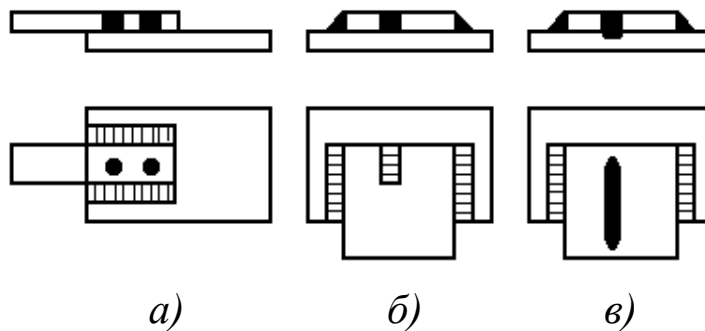


Рисунок 25 - Дополнительные швы

Пробочный шов получается путем заполнения отверстий в одной или обеих соединяемых деталях расплавленным металлом. Прорези прорезных швов могут быть закрытыми или открытыми, но из-за высокой трудоемкости изготовления, низкой прочности и их негерметичности - это один из худших видов соединений. Проплавленные швы в работе более производительны.

Рассмотрим соединение деталей фланговыми швами различной длины. В случае несимметричных угловых фланговых швов, посредством которых приваривают деталь несимметричного профиля (уголок и т.д.), каждый из этих швов рассчитывают по своей нагрузке (Рис. 26). Сила F проходит через центр тяжести сечения уголка. Силы F_1 и F_2 , действующие на швы, определяют так:

$$\begin{cases} F_1 + F_2 = F \\ l_1 F_1 = l_2 F_2 \end{cases} \rightarrow F_1 = \frac{F \cdot l_2}{l_1 + l_2}; F_2 = \frac{F \cdot l_1}{l_1 + l_2}.$$

Очевидно, что длины швов в этом соединении при одинаковых сечениях должны быть пропорциональны нагрузкам:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{F_1}{F_2}. \quad (2.44)$$

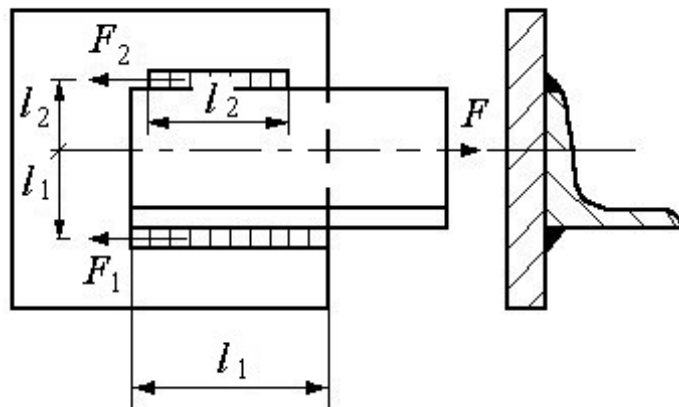
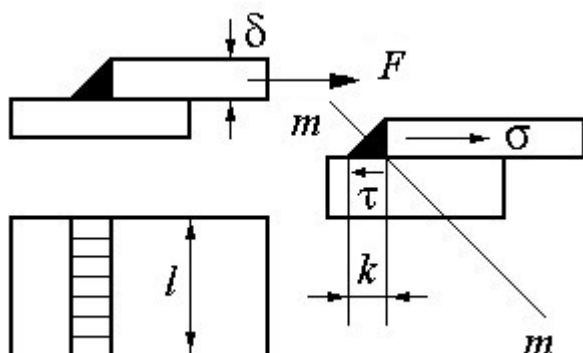


Рисунок 26 - Несимметричный угловой шов

В расчете лобового шва (Рис. 27) основными являются касательные напряжения τ в плоскости стыка деталей и нормальные напряжения σ в перпендикулярной плоскости. В инженерной практике лобовые швы рассчитывают только по касательным напряжениям. За расчетное сечение и здесь принимают сечение $m-m$.



Условие прочности будет:

Рисунок 27 - Лобовой шов

$$\tau = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau].$$

Рассмотрим случай, когда лобовой шов нагружен моментом (Рис. 28). Касательные напряжения в сечении $m-m$ определяются по формуле:

$$\tau = \frac{M}{W}, \quad (2.45)$$

где $W = \frac{0,7kl^2}{6}$ - момент сопротивления сечения изгибу. Тогда условие прочности записывают в виде:

$$\tau = \frac{6M}{0,7kl^2} \leq [\tau'] .$$

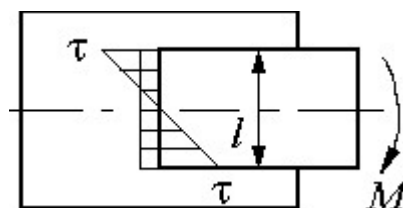
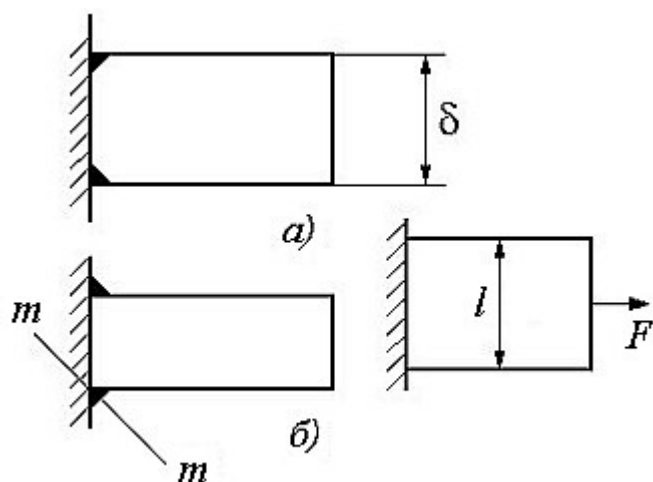


Рисунок 28 - Нагружение моментом

3). В тавровых соединениях (Рис. 29) детали расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях. Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок (а) и без разделки (б) кромок угловым швом.



Напряжения σ , τ в соединении определяются по зависимостям:

$$\sigma = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'] \quad -$$

для стыкового шва;

$$\tau = \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau'] \quad -$$

Рисунок 29 - Тавровые соединения для углового шва.

Многообразие факторов, влияющих на прочность сварных соединений, а также приближенность и условность всех расчетных формул, вызывают необходимость экспериментального определения допускаемых напряжений.

При переменных нагрузках расчет выполняют по максимальному напряжению цикла (σ_{max} и τ_{max}), а значения допускаемых напряжений снижают умножением на коэффициент:

$$\gamma = \frac{1}{(a \cdot k_{\sigma} \pm b) - (a \cdot k_{\sigma} \mp b)R} \leq 1, \quad (2.46)$$

где k_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений; a , b - константы; $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ - коэффициент асимметрии цикла. Верхние знаки в выражение применяют для растягивающих, а нижние - для сжимающих напряжений.

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

2.6. Заклепочные соединения

Заклепочным (клепаным) называется неразъемное и неподвижное соединение деталей с применением заклепок.

В таком соединении отсутствует возможность относительного движения составных частей. Заклепка - это крепежная деталь из высокопластичного материала, поверхность которой состоит из стержня 1 и закладной головки 2; в соединении конец стержня специальным инструментом расклепывается до образования замыкающей головки 3 (Рис. 30).

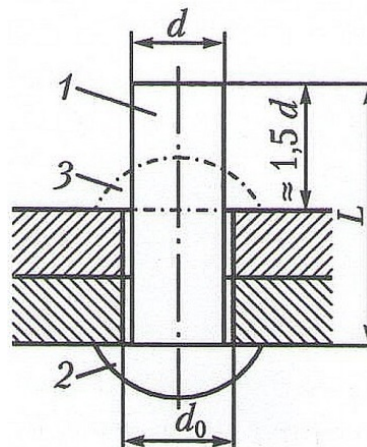


Рисунок 30 -
Соединение заклепкой

Конструкция и размеры заклепок нормальной точности и повышенного качества стандартизованы. Основными в машиностроении являются заклепки общего назначения со следующими закладными головками (Рис. 31):

- *полукруглой* по ГОСТ 10299-80 (а);
- *потайной* по ГОСТ 10300-80 (б);
- *полупотайной* по ГОСТ 10301-80 (в).

В тех случаях, когда нет доступа к зоне замыкающей головки, применяют *взрывные заклепки* (г) с частично полым стержнем, заполненным взрывчатым веществом. Для слабонагруженных соединений применяют иногда *трубчатые заклепки* (их называют также *пистонами*), например, для соединения металлических деталей - это заклепки, показанные на рисунке (д), а для податливых материалов (кожи, некоторых пластмасс и др.) - на рисунке (е).

В последнее время для соединения металлоконструкций больших перекрытий все большее применение находят так называемые болты-заклепки. *Болт-заклепка* (ж) состоит из двух деталей: стержня 1 и кольца 2. При соединении

деталей болтом-заклепкой зажимы специального устройства захватывают нижний ее конец (хвостовик 3 с проточками-ребрами) и, упираясь выступами в соединяемые детали, оказывают усилие растяжения на стержень. На стержень болта-заклепки одевается кольцо и прижимается с усилием к соединяемым деталям, обжимается за средний участок стержня с накатанными кольцевыми проточками. После обжатия кольца в шейке стержня происходит отрыв хвостовика.

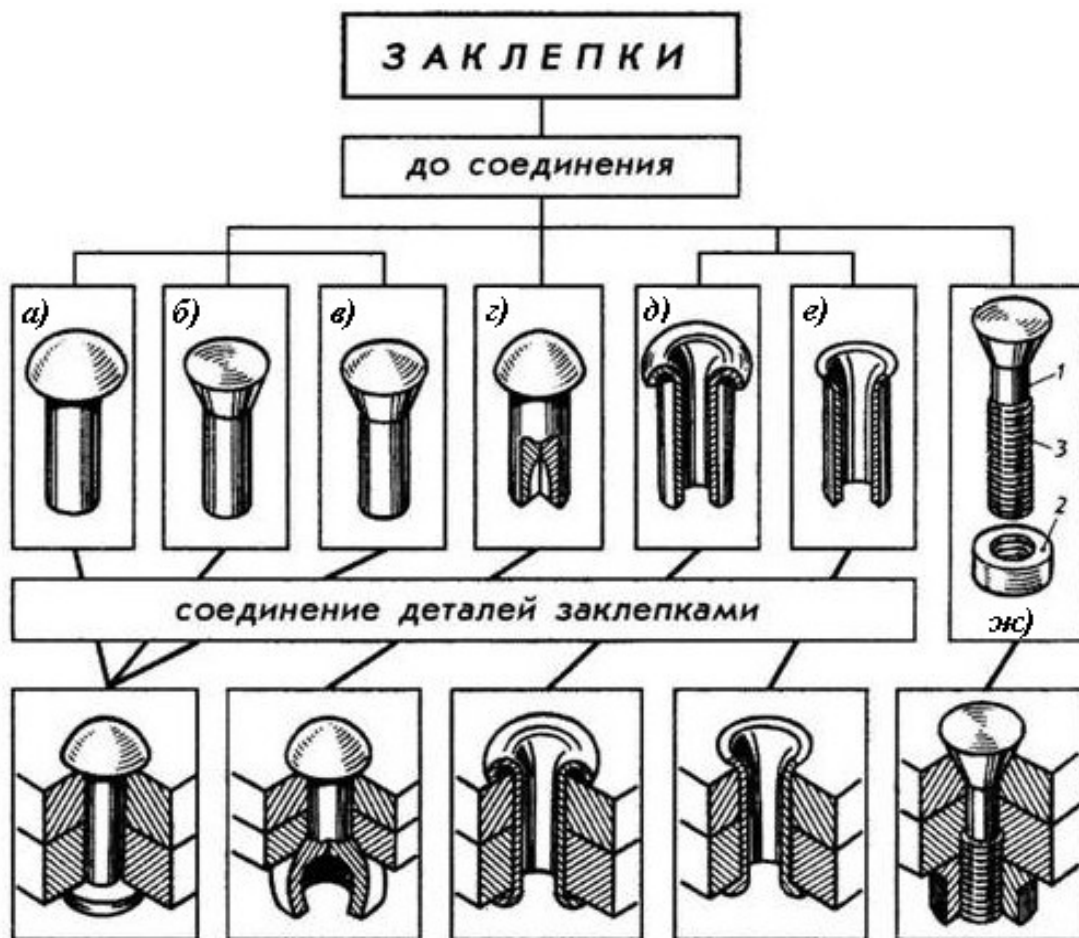


Рисунок 31 - Виды заклепок и клепаных соединений

Заклепки применяются для соединения листовых, профильных (уголок, швеллер, двутавр и т.п.) и штампованных изделий, работающих в условиях переменных, вибрационных и ударных нагрузок. Особенно широко употребляют клепку для соединения разнородных или нагортованных (подвергнутых холодной деформации) материалов (сталь - алюминиевые сплавы; холоднокатаный лист; соединение металла

с неметаллом). Большое разнообразие областей применения заклепочных соединений приводит к большому числу их разновидностей. Выделим их достоинства и недостатки.

Достоинства заклепочных соединений:

- простота конструкции;
- возможность соединения разнородных материалов;
- пригодность для неразрушающего контроля;
- высокая стабильность, и высокая стойкость при действии вибрационных и ударных нагрузок.

Недостатки соединений:

- значительный расход металла на образование соединения;
- высокая трудоемкость и, следовательно, стоимость соединения;
- ослабление отверстиями в изделиях под заклепки прочности соединяемых деталей;
- нарушение плотности швов (стыков) в процессе эксплуатации;
- сложность контроля качества.

По функциональному назначению различают заклепочные соединения:

- *прочные*, их основная задача состоит в передаче нагрузки (применяют для соединения ферм, мостов, радиомачт, подвижных кранов);
- *плотные* обеспечивают главным образом герметичность конструкции (используют при изготовлении резервуаров, сосудов, топливных баков);
- *прочноплотные* способны выполнять обе названные функции (служат и для передачи нагрузки и для обеспечения герметичности конструкции).

По форме конструкции клепаные соединения бывают *нахлесточные* и *стыковые* с одной или двумя накладками. Кроме того, ряды поставленных заклепок образуют *заклепочный шов*, который может быть однорядным и многорядным, односрезным или двухсрезным. На рисунке 32 показаны наиболее распространенные заклепочные швы: двухрядный односрезный нахлесточный (*а*), однорядный односрезный стыковой с одной накладкой (*б*), однорядный двухсрезный стыковой с двумя накладками (*в*).

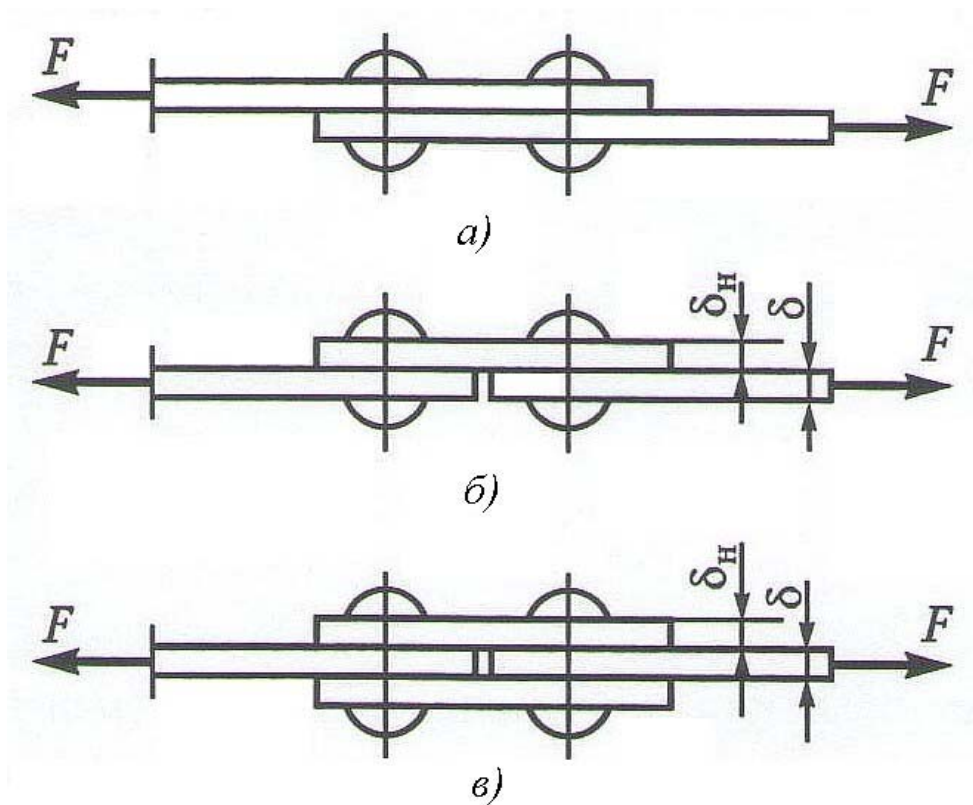


Рисунок 32 - Виды заклепочных швов

При выборе материалов заклепок желательно во избежание температурных напряжений, чтобы коэффициенты линейного расширения и заклепок и соединяемых деталей (изделий) были примерно одинаковы. Также во избежание возникновения гальванических токов, быстро разрушающих соединения необходимо, чтобы не было сочетаний разнородных материалов, образующих гальванические пары. Поэтому для соединения медных деталей применяют медные заклепки, для алюминиевых - алюминиевые и т.п..

Диаметр заклепок для стальных металлоконструкций:

$$d = (1,5...2)\delta,$$

где δ - толщина соединяемых деталей. Толщина накладок $\delta_n = 0,8\delta$, при одной накладке $\delta_n = 1,25\delta$.

Подбор заклепок по длине, размеры замыкающих головок и диаметры отверстий под заклепки регламентированы ГОСТ 14802-85. Отверстия под заклепки продавливают или сверлят. Второй способ получения отверстия обеспечивает более высокую точность и прочность соединений, но менее

производителен. В зависимости от диаметра d заклепки и точности сборки диаметр d_o (мм) отверстия под заклепку принимают:

$$d_o = d + (0,2...2).$$

Длину $L(l)$ заклепок нормальной точности ориентировочно берут равной толщине склепываемых деталей с прибавлением $1,5d$ на образование замыкающей головки (См. рисунок 30) и округляют до ближайшей стандартной величины (длину заклепок повышенной точности подбирают по номограмме, имеющейся в справочной литературе). Основным критерием работоспособности конструкций с заклепками является прочность, причем при расчетах предполагается, что все напряжения в сечениях распределены равномерно.

Примеры некоторых расчетов заклепочных соединений.

1). *Расчет соединений* (Рис. 33) *при их симметричном нагружении.* В нахлесточных и стыковых соединениях с одной накладкой, называемых односрезными, заклепки работают на срез и изгиб из-за несовпадения плоскостей действия сил F , то есть под действием момента M :

$$M = Fa . \quad (2.47)$$

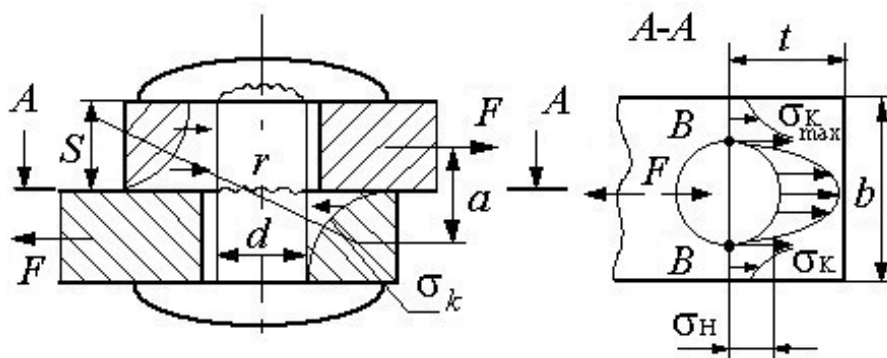


Рисунок 33 - Работа заклепок

Момент возрастает с увеличением толщины соединяемых изделий (листов); он воспринимается стержнем и головками заклепки, вызывая их сдвиг и изгиб (деформации). В результате все контактные напряжения σ_k между листами

и стержнем заклепки, уравнивающие силы F , будут неравномерно распределяться по высоте заклепки и в окружающем направлении, концентрируясь вблизи стыка листов.

Отверстия в соединяемых листах являются источником значительной концентрации ($\alpha_\sigma = \sigma_{max}/\sigma_H = 2 \div 3$ в точке B) и причиной возникновения усталостных трещин и разрушения листов (опасное сечение показано волнистой линией). Наиболее распространены повреждения заклепочных соединений, связанные со срезом заклепок, обрывом головок, смятием стенок отверстий возникновением и развитием трещин вблизи отверстий, приводящих к разрушению листов.

2). *Расчет заклепок.* Разрушение стержня заклепки нахлесточного соединения и стыкового соединения с одной накладкой происходит в результате среза по сечению, лежащему в плоскости стыка соединяемых изделий (деталей). Для определения размеров заклепки проводят условные расчеты на срез и смятие. Для упрощения можно принять, что стяжка пакета и трение на стыке листов отсутствуют, и вся внешняя нагрузка воспринимается заклепками. Приближенный характер расчетов учитывается при назначении допускаемых напряжений. Номинальные (касательные) напряжения среза будут одинаковыми во всех точках сечения и условие прочности стержня заклепки по допускаемым напряжениям примет вид:

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{4F}{n\pi d^2} \leq [\tau_c], \quad (2.48)$$

где F - срезывающая сила в плоскости стыка; A - суммарная площадь поперечного сечения и заклепок с диаметром стержня d ; n - число заклепок в одном ряду; $[\tau_c]$ - допускаемое напряжение при срезе.

Откуда требуемый диаметр заклепки:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{4\pi[\tau_c]}}.$$

В соединениях с двумя накладками, соединение может разрушаться путем среза по двум сечениям, совпадающим с плоскостями контакта накладок с соединяемыми изделиями. При их расчете принимают, что сила, приходящаяся на одно сечение, вдвое меньше общей силы.

Смятие стержня заклепки может привести к преждевременному выходу из строя соединения. Действительные контактные напряжения, вызывающие смятие стержня заклепки, неравномерно распределены по его поверхности. Однако расчетные значения этих напряжений также находят по приближенной формуле и сопоставляют с допускаемыми напряжениями на смятие материала заклепки:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{Snd} \leq [\sigma_{см}], \quad \text{отсюда} \quad d = \frac{F}{Sn[\sigma_{см}]},$$

где S - толщина листа; $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение на смятие.

Из двух найденных расчетами на срез и на смятие значений диаметра d заклепки принимают большее.

3. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Передачей считают устройство, предназначенное для передачи энергии из одной точки пространства в другую, расположенную на некотором расстоянии от первой. В зависимости от вида передаваемой энергии передачи делятся на механические, электрические, гидравлические, пневматические. В Деталях машин изучаются, в основном, механические передачи. *Механической передачей* называют устройство, предназначенное для передачи энергии механического движения, как правило, с преобразованием его кинематических и силовых параметров, а иногда и самого вида движения. Наибольшее распространение в технике получили передачи вращательного движения. Следовательно, механические передачи предназначены для *трансформации* вращательного движения или для *преобразования* его в

поступательное движение.

Кроме того, по принципу работы выделяют передачи:

- *зацеплением с непосредственным контактом* (зубчатые, червячные и винт-гайка) и с гибкой связью (цепные);
- *трением с непосредственным контактом тел качения* (фрикционные) и с гибкой связью (ременные).

Применение механических передач влияет на скорость устройства. Характер изменения скорости:

- понижающий (редуктор) и повышающий (мультипликатор);
- регулируемый и нерегулируемый.

Регулируемые механизмы разделяют на механизмы:

- со ступенчатым регулированием;
- с бесступенчатым (плавным) регулированием.

Уместно отметить, что устройство, содержащее одну или несколько зубчатых или червячных передач, установленное в жестком корпусе и предназначенное для понижения частоты вращения и увеличения крутящего момента, называется *редуктором*.

На рисунке 34 изображены *зубчатое зацепление (а)* и *ременная передача (б)*. В механических передачах принято присваивать индекс «1» ведущему звену, а индекс «2» - ведомому.

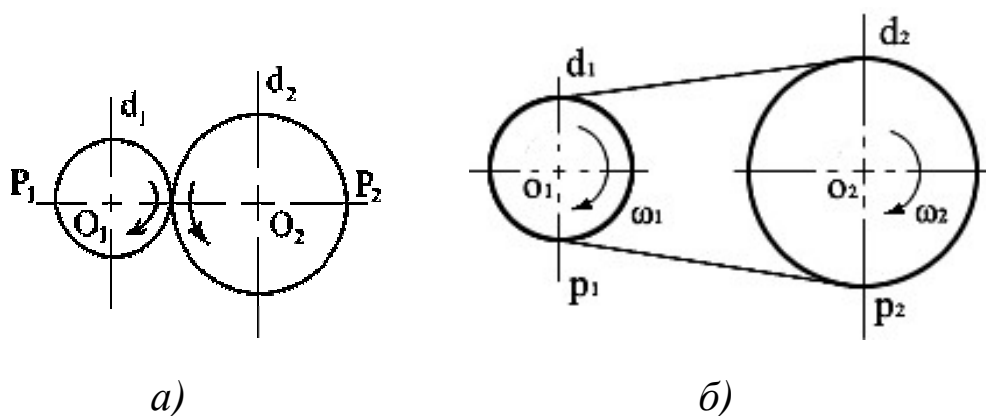


Рисунок 34 - Механические передачи

Основные параметры зацепления:

- 1). Мощность P_1 и P_2 , [кВт].
- 2). Частота вращения n_1 и n_2 , [1/мин] или скорость вращения ω_1 и ω_2 , [1/с]:

$$\omega = \pi n/30. \quad (3.1)$$

3). Габариты d_1 и d_2 , [мм].

Производные параметры зацепления:

- передаточное отношение:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad (3.2)$$

- передаточное число:

$$U = \frac{d_2}{d_1}; \quad (3.3)$$

- КПД:
$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.4)$$

или коэффициент потерь:

$$\psi = \frac{P_1 - P_2}{P_1}, \quad (3.5)$$

причем $\eta + \psi = 1$;

- окружная скорость, [м/с]:

$$V = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000}; \quad (3.6)$$

- крутящий момент, [Н·мм]:

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_i}{n_i}; \quad (3.7)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1} \frac{n_1}{n_2} = \eta i; \quad (3.8)$$

$$T_2 = T_1 \eta i. \quad (3.9)$$

На рисунке 35 изображена кинематическая схема многоступенчатой передачи, ее параметры следующие:

$$i = i_1 i_2 i_3 \dots i_{n-1}; \eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_{n-1}.$$

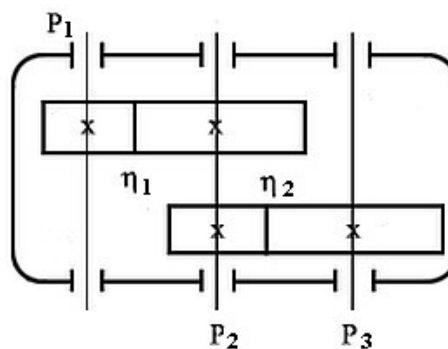


Рисунок 35 -
Многоступенчатая передача

3.1. Зубчатые передачи. Общие сведения

Зубчатая передача является механизмом, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов. Другими словами, зубчатые передачи применяют, главным образом, для преобразования и передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. На рисунке 36 изображены различные случаи осуществления зубчатых передач.

Некоторые понятия таких передач:

Колесо - зубчатое колесо передачи с большим числом зубьев.

Шестерня - зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев.

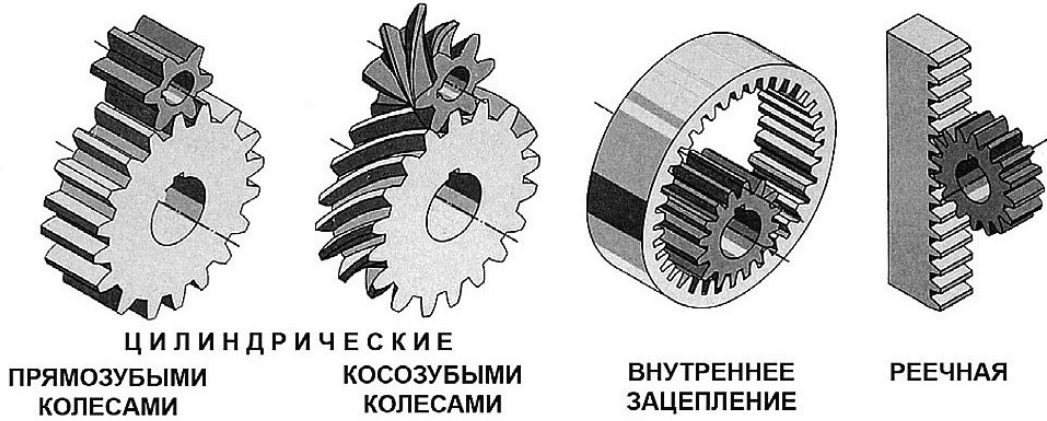
Парное зубчатое колесо - зубчатое колесо передачи, рассматриваемое по отношению к другому зубчатому колесу данной передачи. На рисунке 37 изображены зубчатое колесо 2, которое является парным колесу 1, и зубчатое колесо 1 парное колесу 2.

Ведущее зубчатое колесо - зубчатое колесо передачи, которое сообщает движение парному зубчатому колесу.

Ведомое зубчатое колесо - зубчатое колесо передачи, которому сообщает движение парное зубчатое колесо.

Передаточное отношение зубчатой передачи - это отношение угловой скорости ведущего зубчатого колеса к угловой скорости ведомого зубчатого колеса.

ОСИ КОЛЕС ПАРАЛЛЕЛЬНЫ



ОСИ КОЛЕС ПЕРЕСЕКАЮТСЯ



ОСИ КОЛЕС СКРЕЩИВАЮТСЯ

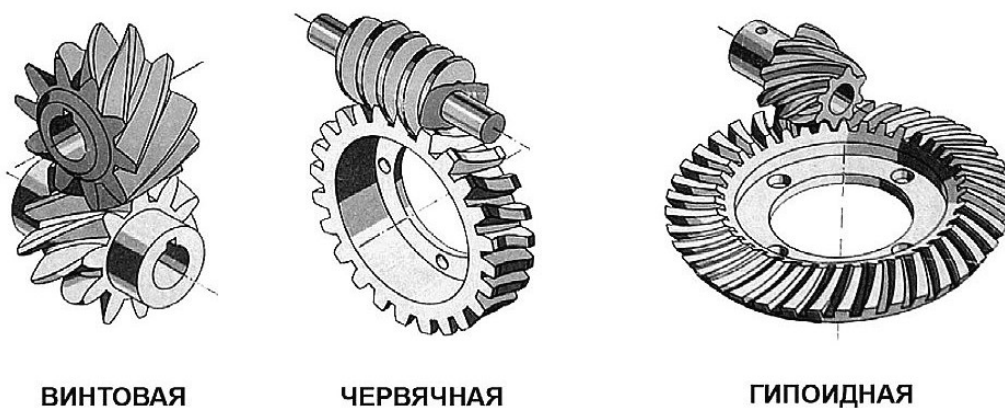


Рисунок 36 - *Виды зубчатых передач*

Зубчатая передача - это самый распространенный вид механических передач благодаря следующим *преимуществам*:

- 1). Высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей;
- 2). Большой ресурс.
- 3). Малые габариты (при одинаковом крутящем моменте зубчатая передача по габаритам в 10 раз меньше ременной передачи);
- 4). Надежность и большая долговечность;
- 5). Постоянство передаточного числа;
- 6). Высокий КПД, который составляет в среднем 0,97 - 0,98;
- 7). Простота эксплуатации и обслуживания;
- 8). Относительно небольшие нагрузки на валы и подшипники.

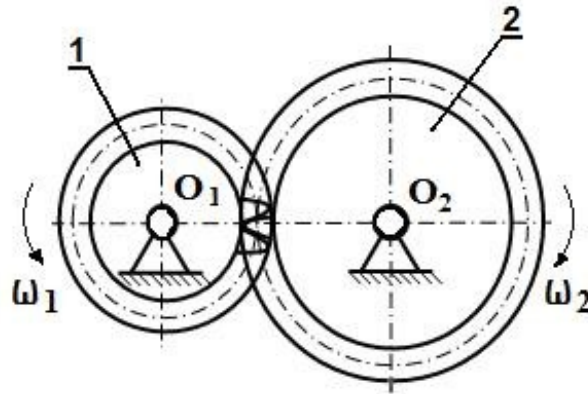


Рисунок 37 - Парные зубчатые колеса

Недостатки зубчатых передач:

- 1). Вибрация и шум при высоких скоростях;
- 2). Большая трудоемкость изготовления колес высокой точности (шлифование и хонингование поверхностей);
- 3). Нерациональное использование зубьев - в работе передачи одновременно участвуют обычно не более двух зубьев каждого из зацепляющихся колес.

Зубчатые передачи подразделяются:

- 1). По скорости ($V_{окр}$ - окружная (тангенциальная) скорость колес) на:

- тихоходные $V_{окр} < 3$ м/с;
- среднескоростные 3 м/с $< V_{окр} < 15$ м/с;
- скоростные (быстроходные) $V_{окр} > 15$ м/с , $V_{окр max} =$

150 м/с.

2). По типу колес (Рис. 38):

- *цилиндрические* (а, б, в);
- *конические* (г, д, е).

3). По направлению зуба (Рис. 38):

- *прямозубые*, если направление зуба параллельно образующей цилиндра или конуса (а, г);
- *косозубые*, если направление зуба составляет постоянный угол с направлением образующей цилиндра или конуса (правый или левый наклон) (б, в, д);
- *с криволинейным или круговым зубом* (в, е).

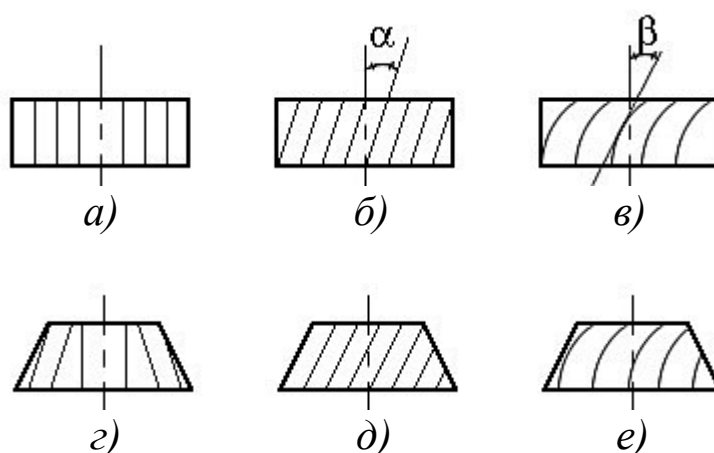


Рисунок 38 - Типы колес и направление зубьев

4). По форме рабочего профиля зуба:

- *эвольвентные*, рабочий профиль зуба очерчен по эвольвенте;
- *циклоидальные*, рабочий профиль зуба очерчен по круговой циклоиде;
- *цевочные* (разновидность циклоидальных передач), зубья одного из колес, входящих в зацепление, заменены цилиндрическими пальцами - цевками;
- *с круговым профилем зуба* (зацепление Новикова), рабочие профили зубьев образованы дугами окружности практически одинаковых радиусов.

К слову, рабочий профиль зуба - это профиль, расположенный на рабочей стороне зуба, а рабочая сторона - это боковая поверхность зуба, участвующая в передаче движения.

В механических передачах к зацеплению зубчатых колес предъявляют три основных требования (условия):

- 1). Во все фазы зацепления окружные скорости точек колес должны быть постоянными.
- 2). Направление усилия, действующего на зуб, должно быть также постоянным.
- 3). Колеса должны быть взаимозаменяемыми и допускать некую погрешность в межосевом расстоянии.

Этим условиям наиболее полно удовлетворяет зацепление эвольвентное.

3.2. Эвольвентные зубчатые передачи

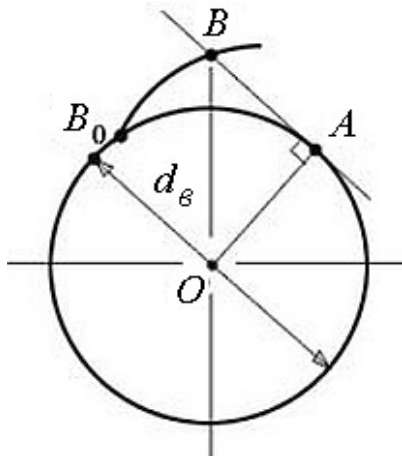


Рисунок 39 -
Построение эвольвенты

Эвольвентой, или разверткой окружности (круга), называют кривую, которая описывает любую точку прямой, перекатывающейся без скольжения по окружности (Рис. 39). При этом такая прямая считается производящей. Окружность, по которой обкатывается производящая прямая, называется *основной* и обозначается d_ε .

Свойства эвольвенты:

- 1). Нормаль к эвольвенте в любой точке является касательной к основной окружности.
- 2). Длина отрезка AB нормали к эвольвенте равна длине дуги AB_0 основной окружности.
- 3). Точка A основной окружности есть центр кривизны эвольвенты в точке B .

Рассмотрим эвольвентное зацепление (Рис. 40). NN - общая нормаль двух эвольвент, которая является и для той и для другой производящей прямой, таким образом,

во все фазы зацепления точка контакта лежит на прямой NN , поэтому линия NN называется *линией зацепления*. Угол между линией зацепления и нормалью к линии, соединяющей центры колес, называется *углом зацепления* α_W . Точка W пересечения линии зацепления и линии, соединяющей центры колес, называется *полюсом зацепления*. Участок линии зацепления P_1P_2 (между окружностями головок зубьев) называется *активным участком* линии зацепления.

Проведем векторы скоростей зацепления V_1 и V_2 (они проводятся перпендикулярно своим радиусам - векторам в точке M). Из схемы разложения в прямоугольной системе координат скоростей V_1 и V_2 видно, что нормальная работа зацепления возможна только при - $V_{n1} = V_{n2}$:

$$V_{n1} = \frac{1}{2} db_{\epsilon 1} \omega_1 ; \quad V_{n2} = \frac{1}{2} db_{\epsilon 2} \omega_2 .$$

Откуда
$$\frac{1}{2} db_{\epsilon 1} \cdot \omega_1 = \frac{1}{2} db_{\epsilon 2} \cdot \omega_2$$

или
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{\epsilon 1}}{d_{\epsilon 2}} = U = const .$$

Первое условие зацепления выполнено, и последнее равенство называется *основной теоремой зацепления: нормаль в точке соприкосновения элементов высшей пары качения и скольжения делит линию центров на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.*

Важно отметить, что в точке W нет взаимного скольжения зубьев:

$$V_S = V_{t1} - V_{t2} = 0 .$$

Это означает, что в процессе работы зацепления окружности с диаметрами d_{W1} и d_{W2} обкатываются без скольжения. Эти окружности называются *начальными*.

Из подобия ΔO_1WD и ΔO_2WC следует, что $\frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$.
 Отсюда следует важное соотношение:

$$U = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} \quad (3.10)$$

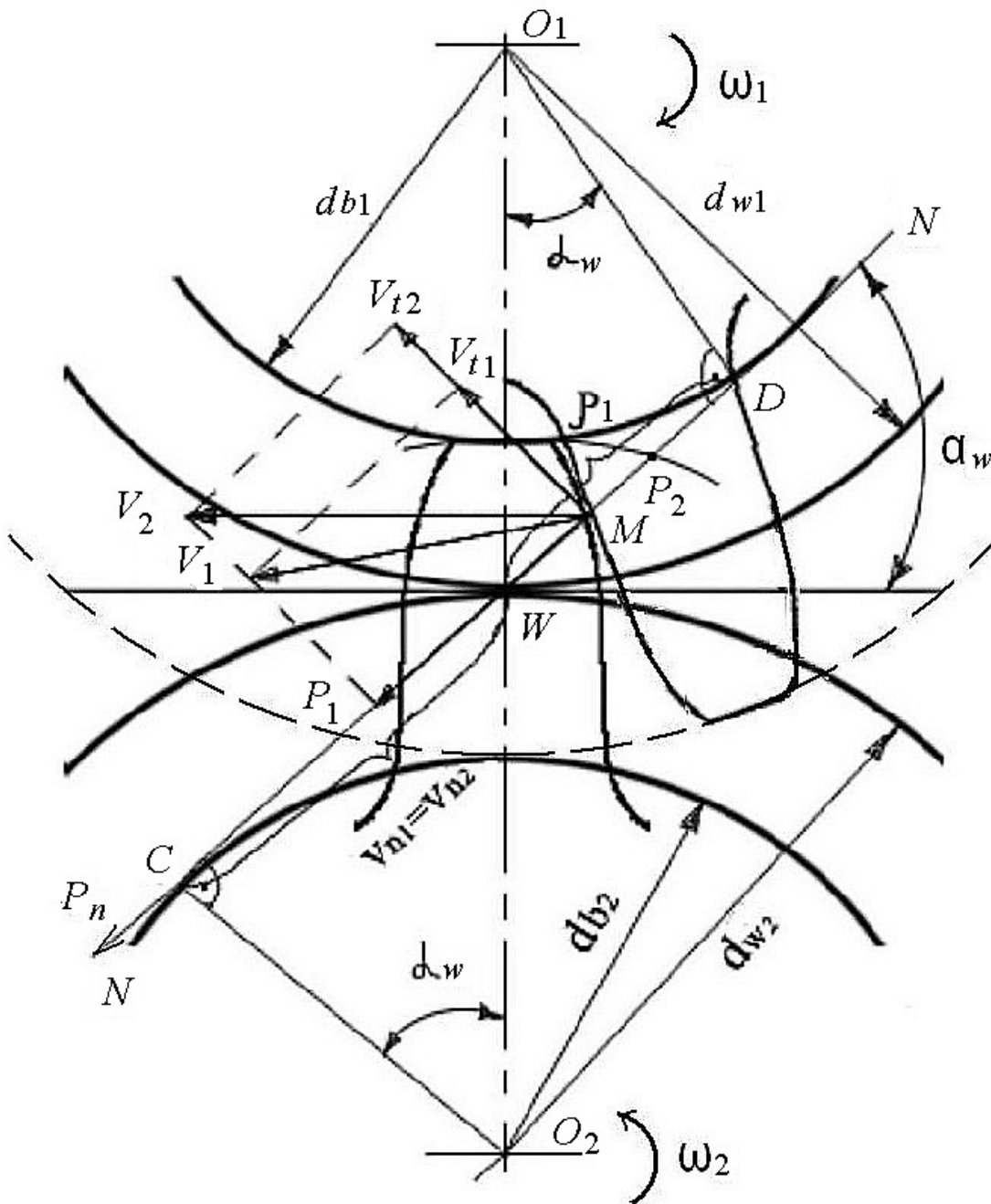


Рисунок 40 - Эвольвентное зацепление

Усилие в зацеплении направлено по общей нормали, то есть по линии зацепления, следовательно, постоянно по направлению - это *второе условие*.

Рассмотрим модель из твердой зубчатой рейки и заготовки зубчатого колеса, изготовленного из неупругого материала (Рис. 41). Отметим на рейке плоскость, называемую *делительной* (на которой толщина зуба равна ширине впадины); на заготовке цилиндр d ; и снова на рейке - касательную к цилиндру плоскость, называемую *начальной* (параллельную делительной плоскости).

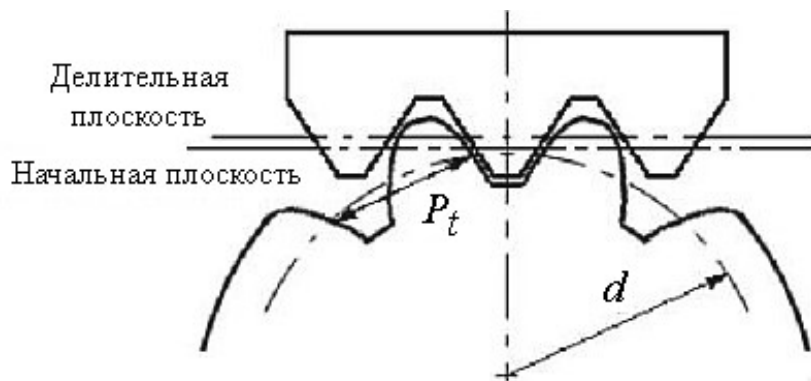


Рисунок 41 - *Реечное зацепление*

Если модели сообщено такое движение, при котором цилиндр d катится без скольжения по начальной плоскости рейки, то в результате пластического деформирования на заготовке образуются зубья. При плоских боковых сторонах зубьев такие изделия имеют *эвольвентный профиль*.

Цилиндр d , являющийся начальным цилиндром в движении рейки относительно зубчатого колеса, называется *делительным цилиндром*, а окружность d - *делительной окружностью*.

Все элементы зубчатых колес стандартизованы. В качестве основного параметра принят *модуль зубьев m* (величина, пропорциональная шагу P_t по делительному цилиндру):

$$m = \frac{P_t}{\pi} \quad (3.11)$$

Модуль m является основной размерной характеристикой зубьев колеса. С целью обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес, унификации и сокращения номенклатуры режущего инструмента для их изготовления модуль стандартизован. При проектировании передачи он выбирается из ряда стандартных значений в диапазоне от 0,05 до 100 мм.

Окружной делительный шаг P_t - это расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности зубчатого колеса. Очевидно, что:

$$\pi d = z P_t, \quad (3.12)$$

где z - число зубьев, откуда $P_t = \frac{\pi d}{z}$. Подставляя последнее выражение в уравнение (3.11), получим:

$$m = \frac{d}{z}. \quad (3.13)$$

На рисунке 40 видно, что радиусы кривизны профилей в полюсах:

$$\rho_1 = DW \quad \text{и} \quad \rho_2 = CW,$$

тогда из ΔO_1WD и ΔO_2WC следует следующее:

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 &= \frac{dw_1}{2} \sin \alpha_w; \\ \rho_2 &= \frac{dw_2}{2} \sin \alpha_w. \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

Кроме того, при вращении ведущего звена (по часовой стрелке) пара зубьев вступает в зацепление в точке P_2 и выходит из него в точке P_1 . Отношение угла поворота зубчатого колеса передачи (от положения входа зубьев в зацепление до выхода их из зацепления) к угловому шагу $2\pi/z$ называется коэффициентом торцового перекрытия ε_α . Величина ε_α для эвольвентного зацепления равна отношению

длины активного участка линии зацепления P_1P_2 к основному окружному шагу P_{et} :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{P_1P_2}{P_{et}} = \frac{g_\alpha}{P_{et}} . \quad (3.15)$$

При вращении колес линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления, одна сторона которого равна длине активной линии зацепления P_1P_2 , а другая - рабочей ширине зубчатого венца b_w . В зацеплении зубья скользят относительно друг друга со скоростью:

$$V_s = V_{t_2} - V_{t_1} ,$$

кроме полюса зацепления (Рис. 42).

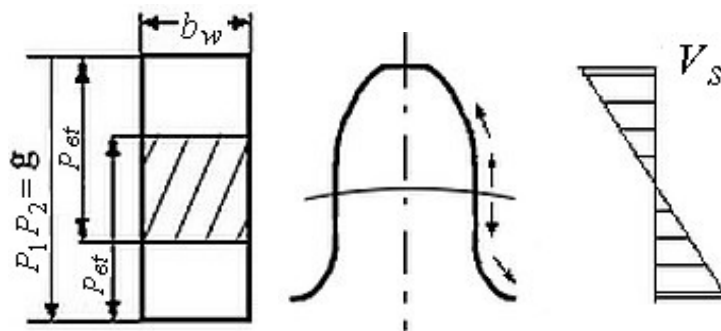


Рисунок 42 - Элементы зацепления

Наличие сил трения скольжения приводит к потерям, а работа сил трения превращается в тепло. Для того чтобы снизить потери на трение и отвести тепло из контакта, применяют смазку.

Многие детали машин работают в условиях возникновения контактного напряжения (нагружения). Под контактными напряжениями понимают те местные напряжения, которые возникают при прижатии друг к другу рабочих поверхностей деталей машин на небольшой площадке. Различают два вида такого контакта - *линейный* (два цилиндра, цилиндр и плоскость) и *точечный* (два шара, шар и плоскость).

Вводим некоторые допущения:

- контактирующие тела изотропны;

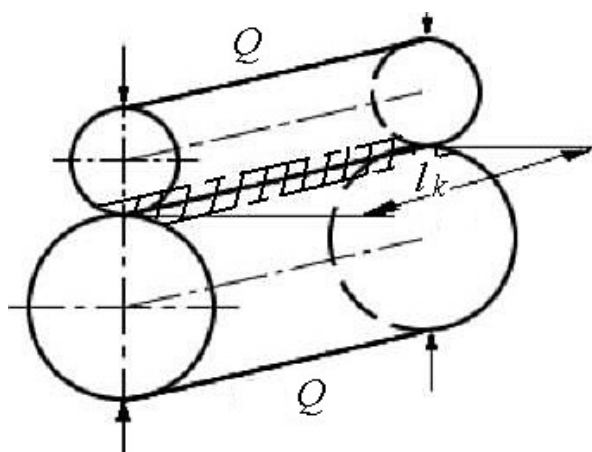


Рисунок 43 -
Линейный контакт

- деформации происходят только в упругой зоне;

- усилия действуют по общей нормали к поверхности;

- площадь контакта много меньше площади поверхности тел.

До приложения нагрузки контакт будет по линии длиной l_k (Рис. 43). Но так как тела упругие, то в результате приложения нагрузки Q образуется узкая полоска (штриховка).

На рисунке 44 изображено сечение торцовой плоскостью двух цилиндров. В зоне контакта возникают напряжения сжатия. Они

меняются по эллиптическому закону, описанному решением Герца-Беляева:

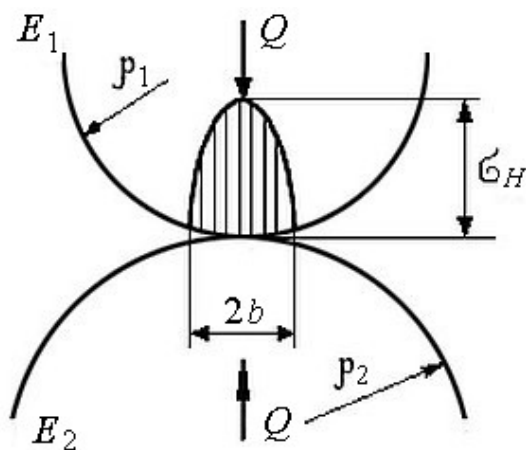


Рисунок 44 -
Контакт цилиндров

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}2\pi(1-\nu^2)}} \quad (3.16)$$

Для деталей, изготовленных из стали и других материалов с коэффициентом Пуассона $\nu = 0,3$, получим:

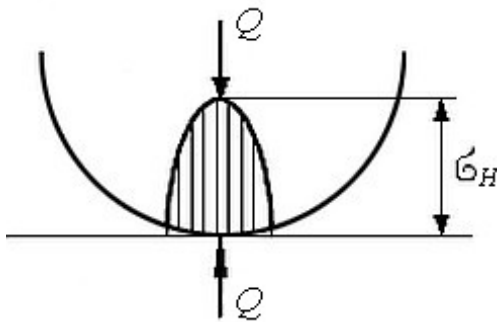
$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}$$

где $q = \frac{Q}{l_k}$ - погонная нагрузка;

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \quad (3.17)$$

E_{np} - приведенный модуль упругости, E_1 и E_2 - модули упругости 1 и 2 цилиндров;

$\rho_{np} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$ - приведенный радиус кривизны. В последней



формуле принимают «+» - при внешнем контакте, «-» - при внутреннем контакте.

В результате приложения нагрузки в месте точечного контакта возникает площадка в виде круга (Рис. 45). Напряжение сжатия:

Рисунок 45 -
Точечный контакт

$$\sigma_{H_{\max}} = 0,388 \cdot \sqrt[3]{\frac{QE_{np}^2}{\rho_{np}^2}}, \quad \left[\frac{H}{M^2} \right].$$

Условие прочности для линейного контактного напряжения:
 $\sigma_H \leq [\sigma_H]_{\text{лин}}$, для точечного контакта: $\sigma_{H_{\max}} \leq [\sigma_H]_{\text{точ}}$.

3.3. Виды разрушения зубчатых колес

При работе зубчатой передачи все зубцы колес периодически взаимодействуют между собой, сложный характер нагрузки контакта зубцов зубчатых колес является причиной определенных разрушений, как поверхностного слоя зубьев, так и зубцов вообще.

Основные виды разрушений:

1). *Поломка зубьев*. На рабочей части профиля зуба AB усилие P_n занимает различные положения (Рис. 46). Наиболее опасное сечение будет $a-a'$, в нем возникают

изгибные напряжения. Время нахождения зуба в зацеплении - t_1 , через время t_2 зуб снова входит в зацепление. Следовательно, напряжения изгиба в опасном сечении меняются циклически. Через определенное число циклов в переходной кривой у ножки зуба появляется усталостная трещина. Когда зуб входит в зацепление, она раскрывается, когда зуб выходит - закрывается, трещина постепенно увеличивается и происходит излом. Критерием прочности в этом случае являются изгибные напряжения, по которым и производится расчет. Для повышения изгибной прочности нужно применять материалы с высокими механическими свойствами, увеличивать радиус переходной кривой и обрабатывать материал этой кривой.

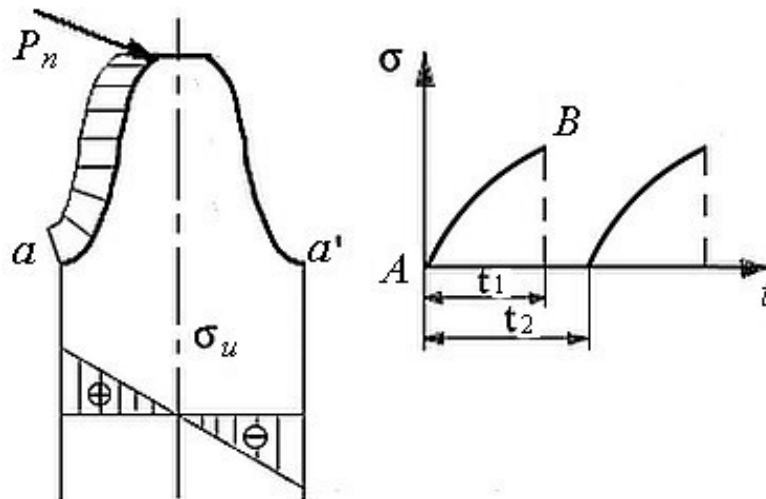


Рисунок 46 - Картина поломки зуба

2). *Выкрашивание поверхностей.* Выкрашивание возникает вследствие длительного действия переменных контактных напряжений при наличии смазки. При работе передачи на поверхности зуба вблизи полюсной линии появляются небольшие ямки в металле (Рис. 47а). Однако процесс может затухнуть - это *ограниченное выкрашивание*, которое возникает в мягких металлах, а также в открытых передачах, где велик износ. В таких случаях поверхность быстрее изнашивается, чем выкрашивается. При большой твердости зубьев происходит дальнейшее выкрашивание,

профиль зуба нарушается и деталь выходит из строя. Под действием циклических контактных напряжений возникают трещины усталости (Рис. 47б). Направление этих трещин совпадает с направлением скольжения. В трещины попадает смазка и при перекрытии трещины масло не сжимается, тогда происходит вырыв частицы металла (Рис. 47в). Это происходит на ножках зубьев. На головках зубьев масло сначала выдавливается из щели, а потом только щель перекрывается. Выкрашивание происходит у полюсной линии, так как там однопарное зацепление, то есть нагрузки выше. Для предотвращения разрушения зубья должны быть рассчитаны по контактным напряжениям.

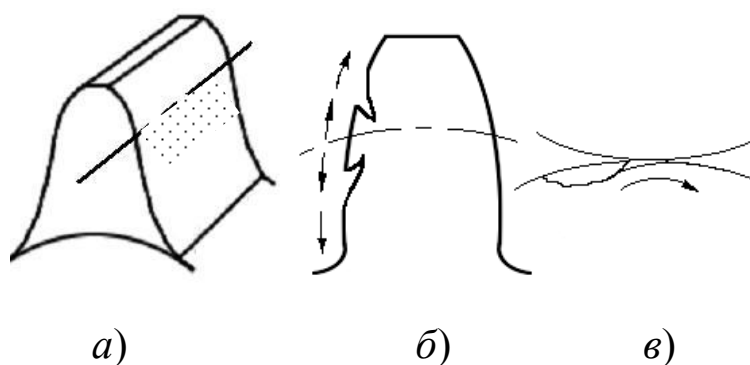


Рисунок 47 - Выкрашивание поверхностей

3). *Заедание зубьев.* Заедание сопровождается шумом, вибрацией и на рабочих поверхностях зубьев появляются полосы, задиры, неровности. При большой степени заедания зуб выходит из строя. Заедание происходит в тяжело нагруженных и быстроходных передачах, где происходит повышенное выделение тепла. От тепла вязкость смазки снижается, теряется несущая способность смазочного слоя, происходит его прорыв и контакт металлических поверхностей. Это приводит к мгновенному свариванию поверхностей и дальнейшему разрушению мостиков сварки - происходит вырыв частицы зуба.

Методы борьбы с разрушением зубчатых колес: снижение нагрузки в зацеплении, повышение твердости рабочих поверхностей, уменьшение скоростей скольжения в контакте, применение противозадирных смазок.

4). *Износ поверхностей.* В результате износа происходит изменение формы профиля зуба и нормальная работа зацепления нарушается (Рис. 48). Износ связан с загрязнением, с попаданием абразивных частиц и неудовлетворительной смазкой. Надежного расчета на износ нет.

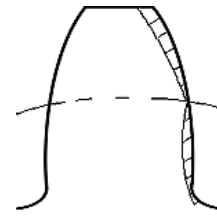


Рисунок 48 -
Износ поверхностей

Методы борьбы с износом: повышение твердости поверхности зубьев, герметизация зацепления, применение оптимальной смазки, фильтрации смазочного материала.

Поскольку разрушения в зубчатых передачах носят усталостный характер, допускаемые напряжения определяются по экспериментальным кривым усталости. Чтобы построить эту кривую усталости (кривая Велера) испытывают ряд образцов и наносят на диаграмму результаты: по оси ординат откладываются наибольшее напряжение цикла, при котором испытывался образец, а по оси абсцисс - число циклов переменных напряжений, которые образец выдержал до разрушения (Рис. 49).

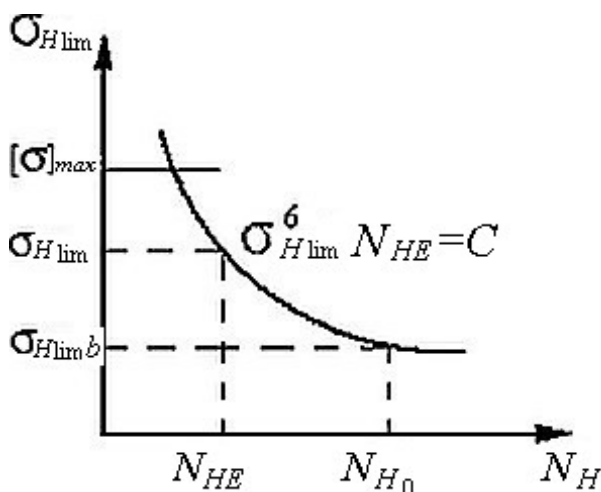


Рисунок 49 -
Кривая усталости

Точка, где кривая переходит в прямую, параллельную оси N_H , является *характерной* (базовой) точкой. Этой точке соответствует и базовое число циклов переменных напряжений N_{H_0} и базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев $\sigma_{H lim b}$.

Уравнение кривой усталости по контактным напряжениям

имеет следующий вид:

$$\sigma_{H \lim}^{m_H} N_{HE} = const . \quad (3.18)$$

Для контакта двух цилиндров по образующей принимают значение $m_H = 6$. Тогда для любого числа циклов имеем:

$$\sigma_{H \lim}^6 N_{HE} = \sigma_{H \lim b}^6 N_{H_0} ,$$

откуда
$$\sigma_{H \lim} = \sigma_{H \lim b} \sqrt[6]{\frac{N_{H_0}}{N_{HE}}} .$$

Коэффициент долговечности при расчетах по контактным напряжениям обозначим:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H_0}}{N_{HE}}} ,$$

тогда для допускаемых напряжений можно записать:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{HL} , \quad (3.19)$$

где S_H - коэффициент безопасности при расчетах по контактным напряжениям.

Этот коэффициент принимается:

$S_H = 1,1$ - для сталей нормализованных, улучшенных и объемной закалки;

$S_H = 1,2$ - для сталей поверхностной закалки, а также цементированных, азотированных.

Если по расчету получают коэффициент $K_{HL} < 1$, то принимают $K_{HL} = 1$. Величина $\sigma_{H \lim b}$ зависит от вида и твердости материала. Расчетные значения для $\sigma_{H \lim b}$ приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Предел контактной выносливости

Способ обработки зубьев	Твердость поверхности зубьев	Группа сталей	$\sigma_{H \text{ lim } b}$, МПа
Отжиг, нормализация, улучшение	$HB \leq 350$	Углеродистая или легированная	$2HB + 70$
Объемная закалка	$HR_c = 38 \dots 50$		$18HR_c + 150$
Поверхностная закалка	$HR_c = 40 \dots 50$		$17HR_c + 200$
Цементация	$HR_c = 54 \dots 64$	Легированная	$23HR_c$
Азотирование	$H_V = 550 \dots 750$		1050

Расчетное число перемен напряжений определяют по следующим зависимостям:

- при постоянном режиме работы $N_{HE} = 60 n c t_h$, где n – частота вращения рассчитываемого колеса; c – число зацеплений зуба за один оборот рассчитываемого колеса (Рис. 50); t_h – время работы передачи в часах;
- при переменном режиме работы:

$$N_{HE} = 60 c \sum \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3 n_i t_{hi}, \quad (3.20)$$

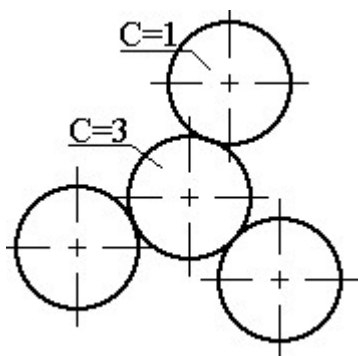


Рисунок 50 - Число зацеплений зуба

где T_i – один из числа крутящих моментов, которые учитывают при расчете на выносливость; T_1 – максимальный из моментов, учитываемых при расчете на выносливость; n_i и t_{hi} – соответствующие этим моментам частота вращения и время работы в часах.

При небольшом числе циклов вводятся ограничения:

- $[\sigma_H] \leq [\sigma_H]_{\max}$;
- $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$ (для объемного упрочнения);
- $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$ (для поверхностного упрочнения).

Данные по $[\sigma_H]_{\max}$ приведены в справочниках.

Базовое число циклов N_{H_0} зависит от твердости поверхности зуба и определяется по следующим зависимостям:

- $N_{H_0} = 30HB^{2,4}$ при $HR_c < 56$ или $HB > 200$;
- $N_{H_0} = 12 \cdot 10^7$ при $HR_c > 56$;
- $N_{H_0} = 10^7$ при $HB < 200$.

При $HB \leq 350$ рекомендуется принимать:
 $HB_1 = HB_2 + (10 \div 15)$.

Для прямо- и косозубых передач за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определяемых по материалу шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, то есть $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$.

В косозубых передачах с разностью твердости поверхности зубьев шестерни и колеса ($HB_1 - HB_2 = 60..80$) принимают:

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq \begin{cases} 1,25[\sigma_H]_{\min} & \text{для цилиндрических;} \\ 1,15[\sigma_H]_{\min} & \text{для конических передач.} \end{cases}$$

Уравнение кривой усталости по изгибным напряжениям имеет вид:

$$\sigma_{F_{lim}}^{m_F} N_{FE} = const, \quad (3.21)$$

где $m_F = 6$ - для незакаленных колес; $m_F = 9$ - для закаленных колес.

Тогда для любой точки кривой усталости по изгибным напряжениям (Рис. 51) можно записать:

$$\sigma_{F_{lim}b}^{m_F} N_{F_0} = \sigma_{F_{lim}}^{m_F} N_{FE} ,$$

или

$$\sigma_{F_{lim}} = \sigma_{F_{lim}b}^{m_F} \sqrt{\frac{N_{F_0}}{N_{FE}}} .$$

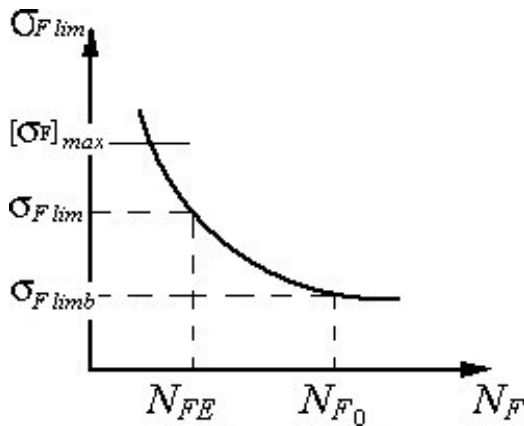


Рисунок 51 - Кривая усталости по изгибу

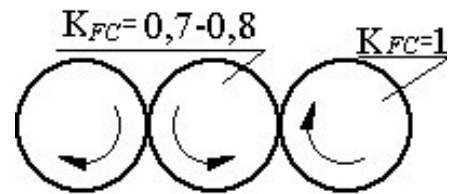


Рисунок 52 - Односторонняя нагрузка

Обозначим коэффициент долговечности при расчетах на изгибную прочность:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F_0}}{N_{FE}}} , \quad (3.22)$$

и получим выражение для допускаемых напряжений изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F_{lim}b}}{S_F} K_{FL} K_{FC} ,$$

где S_F - коэффициент безопасности при расчетах на изгибную прочность; $S_F = 1,7 \dots 2,2$ (большее значение для литых заготовок); K_{FC} - коэффициент, учитывающий условия работы зубьев.

При односторонней нагрузке (работа зубьев одной стороной) $K_{FC} = 1$ (Рис. 52). При работе зубьев двумя сторонами (двусторонняя нагрузка - реверсивные передачи, сателлиты) $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ (большее значение для $HB > 350$).

Базовое число циклов переменных напряжений для всех сталей: $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$. Расчетное число циклов переменных напряжений при постоянном режиме работы: $N_{FE} = 60nct_h$. При переменном режиме нагрузки формула для расчетного числа циклов будет:

$$N_{FE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{m_F} n_i t_{hi}. \quad (3.23)$$

При малом числе циклов вводятся ограничения:

- $[\sigma_F] \leq [\sigma_F]_{\max}$;
- $1 \leq K_{FL} \leq 2,08$ при $HB \leq 350$;
- $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$ при $HB > 350$.

Учитывая то, что $\sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$ при расчетах используют $[\sigma_{F1}]$ и $[\sigma_{F2}]$.

3.4. Передачи цилиндрическими колесами с прямыми зубьями

Рассмотрим элементы прямого зуба высотой h (Рис. 53). Делительная окружность d делит зуб на две части:

$h_a = m$ - головка зуба;
 $h_f = 1,25m$ - ножка зуба.

$d_a = d + 2h_a = d + 2m$
 - диаметр окружности выступов;

$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m$
 - диаметр окружности впадин;

$d_b = d_w \cos \alpha_w$ - диаметр основной окружности.

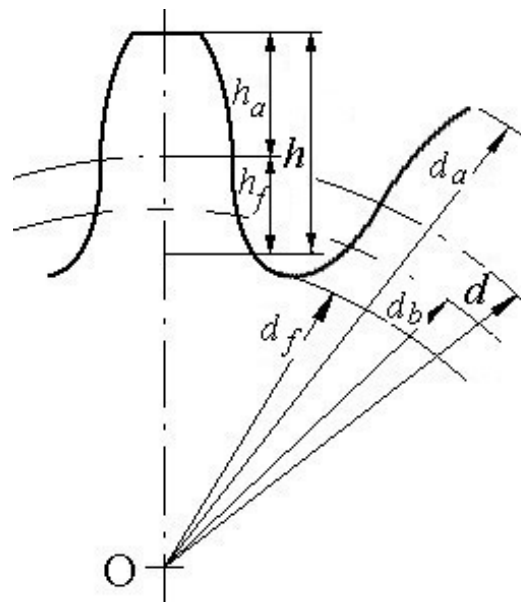


Рисунок 53 -
 Элементы прямого зуба

Ниже диаметра d_b участок поверхности зуба очерчен не по эвольвенте.

Стремление сделать зубчатую передачу более компактной вызывает необходимость применять зубчатые колеса с возможно меньшим числом зубьев. На рисунке 54 показано изменение формы зуба в зависимости от числа зубьев колес z . При $z \rightarrow \infty$ зубчатое колесо превращается в рейку, и зуб приобретает прямолинейные очертания. С уменьшением числа z уменьшается толщина зуба у основания и у вершины, а также увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такие

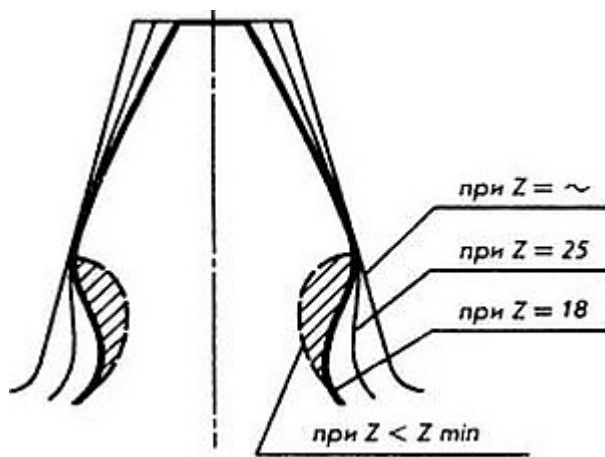


Рисунок 54 - Зависимость от числа зубьев

изменения приводят к снижению прочности зуба.

При дальнейшем уменьшении z появляется подрезание ножки зуба (заштрихованная площадь), тем самым увеличивается износ зубьев и снижается КПД передачи. При нарезании инструментом реечного типа по границе подрезания устанавливается минимально допустимое число зубьев $z_{min} = 17$.

Для улучшения работы зубчатых колес (повышения прочности зубьев, плавности зацепления и т.п.) используют корригирование. *Корригирование зубчатых зацеплений* представляет собой очерчивание рабочего профиля зубьев различными участками эвольвенты той же окружности (Рис. 55). Достигается это смещением инструмента при нарезании зубьев. Начальная и делительная плоскости могут совпадать (1) и не совпадать (2). Если эти плоскости совпадают, то расстояние от оси зубчатого колеса до делительной плоскости рейки:

$$E_1 = 0,5d = 0,5mz.$$

Расстояние между начальной и делительной плоскостями

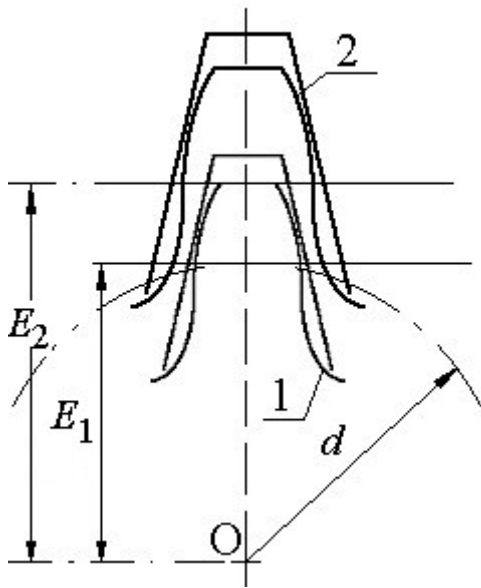


Рисунок 55 - Корригирование зубчатых зацеплений

инструментальной рейки называется *смещением исходного контура X*:

$$X = E_2 - E_1 = E_2 - 0,5d.$$

Отношение $x = \frac{X}{m}$ называется *коэффициентом смещения исходного контура*.

Корригированием можно поднять несущую способность передач вследствие утолщения зуба у основания, возможности уменьшения числа зубьев

и т.п.. Корригирование устраняет подрезание зубьев при их изготовлении и позволяет вписывать передачу в заданное межосевое расстояние.

Коррекция зацепления может быть высотной и угловой. При высотной коррекции колесо нарезают с отрицательным смещением производящей рейки равным по абсолютной

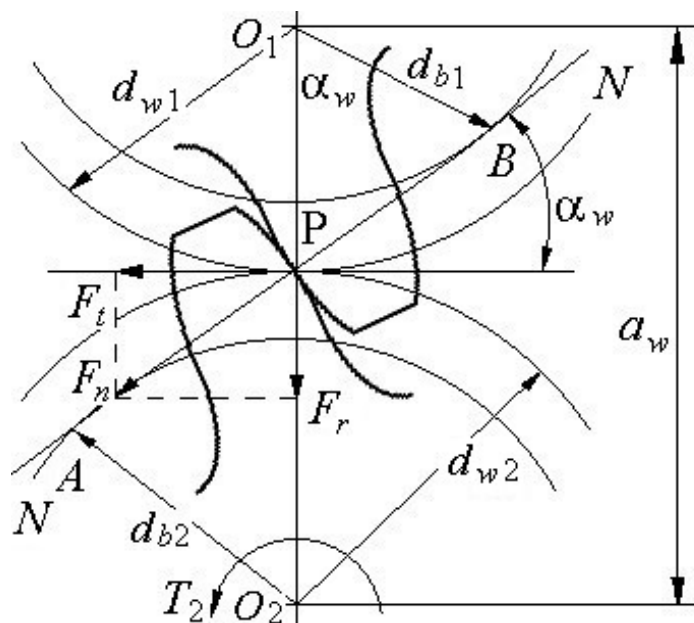


Рисунок 56 - Коррекция зацепления

величине положительному смещению производящей рейки шестерни (положительным называется смещение рейки от центра зубчатого колеса, отрицательным - к центру).

Таким образом, $x_2 = -x_1$ и $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$, при этом толщина зуба шестерни по делительной окружности увеличивается, а толщина зуба колеса уменьшается, однако суммарная их толщина остается постоянной. При угловой коррекции $x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0$ сумма толщин зубьев по делительной окружности обычно больше, чем у некорректированных колес, поэтому оси колес требуют раздвижения. Кроме того, начальные окружности не совпадают с делительными и угол зацепления увеличен (Рис. 56).

Межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5(d_{w2} \pm d_{w1}).$$

Делительное межосевое расстояние:

$$a = 0,5(d_2 \pm d_1).$$

При отсутствии коррекции, если $a = a_w$, то $\alpha = \alpha_w$, где α - угол профиля производящей рейки, в соответствии с ГОСТ 13755-81 $\alpha = 20^\circ$ (Рис. 57).

Изменяется соотношение высот головок и ножек зубьев. Таким образом, увеличение α приводит к увеличению толщины

зуба у основания, а, следовательно, и к увеличению его прочности.

Диаметр основной окружности $d_b = d_w \cos \alpha_w$ и $d_b = d \cos \alpha$,

отсюда $\cos \alpha_w = \frac{d}{d_w} \cos \alpha = \frac{a}{a_w} \cos \alpha$.

Изменение межосевого расстояния при эвольвентных профилях зубьев оценивается коэффициентом воспринимаемого

смещения $y = \frac{a_w - a}{m}$. В этом случае разность суммарного

коэффициента смещения x_Σ и коэффициента воспринимаемого смещения определяют значение коэффициента уравнительного смещения $\Delta y = x_\Sigma - y$. Изменением на величину Δy диаметров

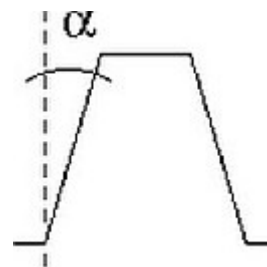


Рисунок 57 -
Угол профиля

вершин колес удастся сохранить неизменным *стандартный радиальный зазор* (разница в высоте ножки одного колеса и высоте головки другого) в зацеплении $c = 0,25m$. В этом случае:

$$d_a = d + 2(1 + x - \Delta y)m; \quad d_f = d - 2(1,25 - x)m;$$

$$a_w = 0,5(d_{w2} \pm d_{w1}) = \frac{d_{w1}}{2} \left(\frac{d_{w2}}{d_{w1}} \pm 1 \right) = \frac{d_{w1}}{2} (u \pm 1). \quad (3.24)$$

3.5. Расчеты цилиндрических колес

1). *Определение усилий*, действующих в зацеплении. Силы, действующие в зацеплении, принято прикладывать в полюсе зацепления. Нормальная сила, направленная по линии зацепления (как по общей нормали к рабочим поверхностям зубьев):

$$F_n = \frac{2T_1}{d_{b1}}. \quad (3.25)$$

Эту силу F_n раскладывают на силы: окружную F_t и радиальную F_r . Окружная сила $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ и через F_t выражаем другие составляющие:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w; \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}.$$

Момент сопротивления на колесе T_2 должен быть преодолен крутящим моментом на шестерне T_1 .

2). *Расчетная нагрузка*. Полная нагрузка (расчетная) складывается из номинальной и динамической нагрузок. Номинальная нагрузка действует на зубья в связи с передачей крутящего момента от шестерни к колесу и определяется наибольшим действующим моментом T_1 . Динамическая нагрузка возникает из-за того, что нарушается правильное зацепление зубьев.

Расчетная нагрузка определяется как произведение номинальной нагрузки на коэффициент нагрузки:

$$F_p = F_n k . \quad (3.26)$$

Коэффициент нагрузки удобно представить как произведение двух коэффициентов:

$$k = k_\beta k_v , \quad (3.27)$$

где k_β - коэффициент концентрации нагрузки; k_v - коэффициент динамичности нагрузки. Для предварительных расчетов можно взять $k = 1,3 \div 1,5$.

Коэффициент k_β концентрации нагрузки учитывает, что концентрация (неравномерность) распределения нагрузки по длине зуба связана с деформацией валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес, а также с погрешностями изготовления монтажа передачи. Под действием радиальной нагрузки F_r валы прогибаются (Рис. 58). Угол перекоса γ

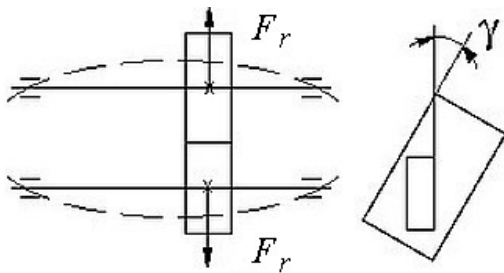


Рисунок 58 -
Прогиб валов

определяется как сумма углов перекоса шестерни и колеса. Если колеса расположены симметрично относительно опор, относительного перекоса не происходит.

По длине зуба из-за перекоса колес нагрузка распределяется неравномерно (Рис. 59). Этот процесс характеризуется коэффициентом

$k_\beta^\circ = \frac{q_{max}}{q_{cp}}$ (определяется без учета приработки зубьев).

Коэффициент k_β° зависит от расположения колес между опорами, длины зуба, жесткости и конструкции валов. В ответственных передачах k_β° рассчитывают, а в приближенных расчетах определяют по графикам и таблицам.

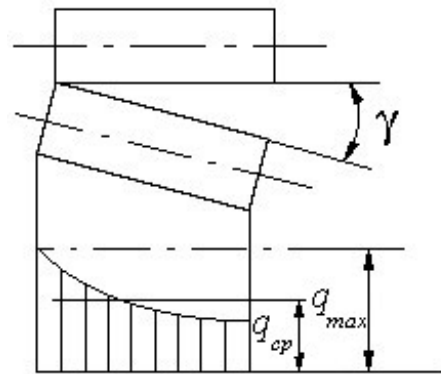


Рисунок 59 -
Перекос колес

При $HV > 350$ - $k_{\beta} = k_{\beta}^{\circ}$. Если $HV < 350$, то зубья могут прирабатываться, что снижает неравномерность нагрузки. В этом случае:

$$k_{\beta} = 0,5(1 + k_{\beta}^{\circ}). \quad (3.28)$$

Чтобы снизить неравномерность распределения нагрузки применяют:

- увеличение жесткости валов;
- расположение опор симметрично;
- применение *бомбинирования* зуба (бомбинирование - придание бочкообразной формы) в сечении $a-a$ (Рис. 60);
- выполнение при монтаже передачи шестерни шире колеса.

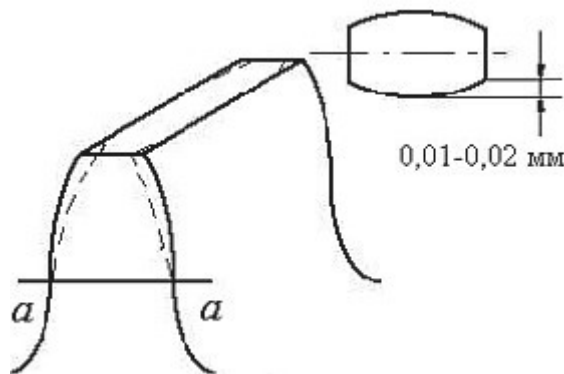


Рисунок 60 - Бомбинирование зуба

Коэффициент динамичности нагрузки k_v учитывает погрешности в изготовлении и сборке зубчатых колес по шагу и профилю, которые явно непропорционально проявляются с увеличением частоты вращения колес (окружной скорости). Это приводит к динамическим нагрузкам на зубья и к работе передачи с вибрациями и шумом. Существует 12 степеней точности (чем меньше число степени, тем точнее передача). Они учитывают кинематическую точность, плавность работы, вид контакта зубьев и боковой зазор. В машиностроении большое распространение имеют зубчатые передачи с 6-й по 9-ю степени точности.

Основные динамические нагрузки в прямозубых колесах возникают при входе зубьев в зацепление и при выходе

из зацепления предшествующей пары зубьев. Для безударной работы в первую очередь необходимо, чтобы зубья входили в зацепление и выходили из него по линии зацепления. При этом удары бывают двух видов - кромочный и срединный (Рис. 61).

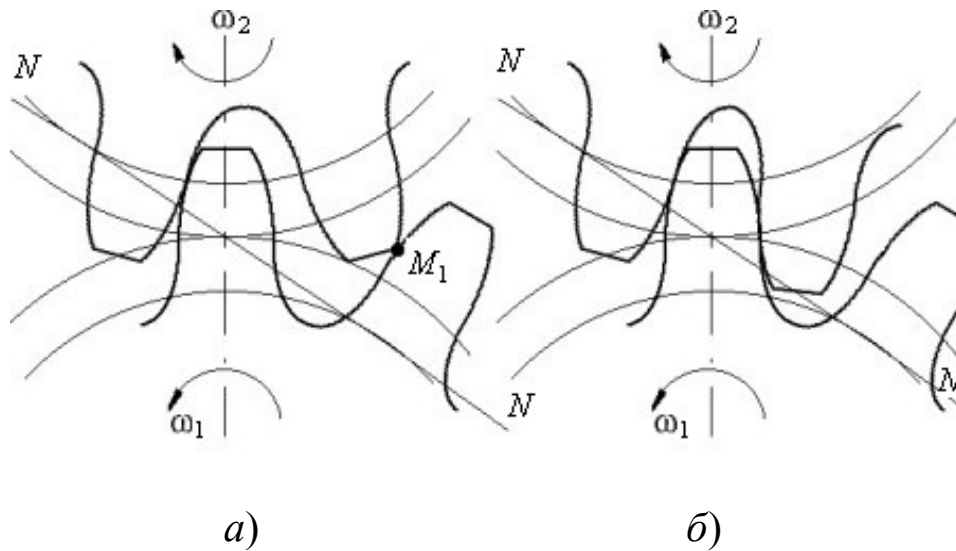


Рисунок 61 - Виды ударов в зацеплении

Если основной шаг ведомого колеса 2 больше, чем шаг ведущего 1 ($P_{b2} > P_{b1}$) (Рис. 61а), то происходит преждевременный вход в зацепление кромки ведомого колеса (в точке M , а не на линии зацепления) и так называемый *кромочный удар*. При этом нарушается соотношение угловых скоростей, скорость колеса 2 возрастает и, следовательно, возникает дополнительная динамическая нагрузка.

Если основной шаг ведомого колеса меньше, чем шаг ведущего ($P_{b2} < P_{b1}$), то происходит запаздывание выхода из зацепления предшествующей пары зубьев и так называемый *срединный удар* последующей пары зубьев (Рис. 61б). Последняя пара входит с ударом в контакт не в начале, а в середине рабочего участка линии зацепления. В этом случае:

$$F_{nmax} = F_{ncm} + F_{ндин} = F_{ncm} \left(1 + \frac{F_{ндин}}{F_{ncm}} \right). \quad (3.29)$$

Разделив уравнение на ширину зуба b_w , и учитывая, что $F_{n\text{расч}} = F_n k_\beta$, получим:

$$q_{\text{расч}} = q_n k_\beta \left(1 + \frac{q_{\text{дин}}}{q_n k_\beta} \right). \quad (3.30)$$

Точный расчет коэффициентов динамичности нагрузки сложен. Если обозначим $k_v = 1 + \frac{q_{\text{дин}}}{q_n k_\beta}$, тогда:

$$q_{\text{расч}} = q_n k_\beta k_v. \quad (3.31)$$

В приближенных расчетах k_v рекомендуется выбирать из справочной литературы по расчету зубчатых передач $k_v = f$.

Чтобы снизить динамическую нагрузку необходимо:

- повышение точности изготовления с ростом $V_{\text{окр}}$;
- *фланкирование* зуба (фланкирование - это удаление части профиля) (Рис. 62).

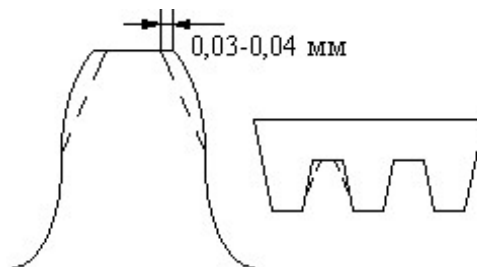


Рисунок 62 -
Фланкирование зуба

Последнее приводит к опусканию точки приложения силы к основанию зуба, где он прочнее, для этого применяют специальную инструментальную рейку.

3). Расчет зубчатого зацепления на контактную прочность сводится к выполнению условия, по которому контактные напряжения зубьев не должны превышать допусковые. Расчет ведут для зацепления в полюсе (Рис. 63), так как выкрашивание начинается у полюсной линии. В качестве исходной принимают формулу Герца-Беляева (3.16) для наибольших контактных напряжений при скольжении цилиндров, соприкасающихся вдоль образующей:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}2\pi(1-\nu^2)}} \leq [\sigma_H].$$

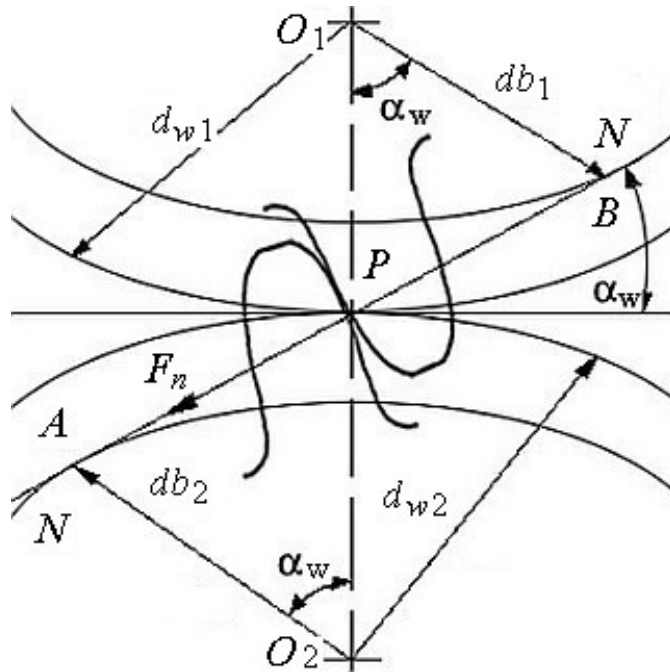


Рисунок 63 - Зацепление в полюсе

Обозначим коэффициент z_m , учитывающий механические свойства материала колес (z_m - это упругая характеристика материала):

$$z_m = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\nu^2)}}.$$

Для стальных колес он равен: $z_m = 275$ МПа.
Получим для расчета следующую формулу:

$$\sigma_H = z_m \sqrt{\frac{q}{2\rho_{np}}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.32)$$

Здесь погонная нагрузка q (нагрузка, приходящая на единицу длины):

$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} k$, l_Σ - длина контактных линий (в прямозубых передачах $l_\Sigma = b_w$); $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$.

Так как $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$, получаем выражение:

$$q = \frac{F_t k}{\cos \alpha_w b_w} = \frac{2T_1 k}{d_{w1} \cos \alpha_w b_w}. \quad (3.33)$$

Приведенный радиус кривизны $\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$. По свойству эвольвенты: $\rho_1 = PB$, $\rho_2 = PA$, и поэтому $\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w$; $\rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w$.

Так как $\frac{d_{w2}}{d_{w1}} = U$, то, следовательно, $\rho_2 = \rho_1 U$ и

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_1 U}{\rho_1 \pm \rho_1 U} = \rho_1 \frac{U}{U \pm 1} = \frac{d_{w1} \sin \alpha_w U}{2(U \pm 1)}. \quad (3.34)$$

Подставив выражения (3.33) и (3.34) в уравнение (3.32), получим следующее:

$$\sigma_H = z_m \sqrt{\frac{2T_1 k 2(U \pm 1)}{d_{w1}^2 \cos \alpha_w b_w 2U \sin \alpha_w}} \leq [\sigma_H].$$

Так как $\sin 2\alpha_w = 2 \sin \alpha_w \cos \alpha_w$, то формула становится такого вида:

$$\sigma_H = z_m \sqrt{\frac{2T_1 k 2(U \pm 1)}{d_{w1}^2 b_w U \sin 2\alpha_w}} \leq [\sigma_H].$$

Коэффициент z_H , учитывающий форму сопряжений поверхностей (при $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ коэффициент $z_H = 1,77$):

$$z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}},$$

тогда:

$$\sigma_H = z_m z_H \sqrt{\frac{2T_1 k (U \pm 1)}{d_{w1}^2 b_w U}} \leq [\sigma_H].$$

В передачах высокой точности (> седьмой) вводится коэффициент, учитывающий влияние коэффициента торцевого перекрытия ε_α :

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}.$$

Этот коэффициент получен экспериментальным путем.

При отсутствии необходимости повышенной точности в расчетах можно допустить следующее соответствие:
 $z_\varepsilon = 0,9$ - $\varepsilon_\alpha = 1,6$.

Окончательно получим, что:

$$\sigma_H = z_m z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 k (U \pm 1)}{d_{w1}^2 b_w U}} \leq [\sigma_H].$$

4). *Расчет на изгибную прочность.* Расчет зубьев на изгиб производится в предположении:

- вся нагрузка зацепления передается одной парой зубьев, нагрузка приложена к вершине зуба, это возможно в том случае, если их деформации $\delta \leq \Delta = P_{bt1} - P_{bt2}$ (разность основных шагов);

- зуб рассматривается как консольная балка, для которой справедливы методы сопротивления материалов;
- пренебрегается силами трения.

Под нагрузкой зуб деформируется (Рис. 64), тогда угол $\alpha' = \alpha_w + \Delta\alpha$.

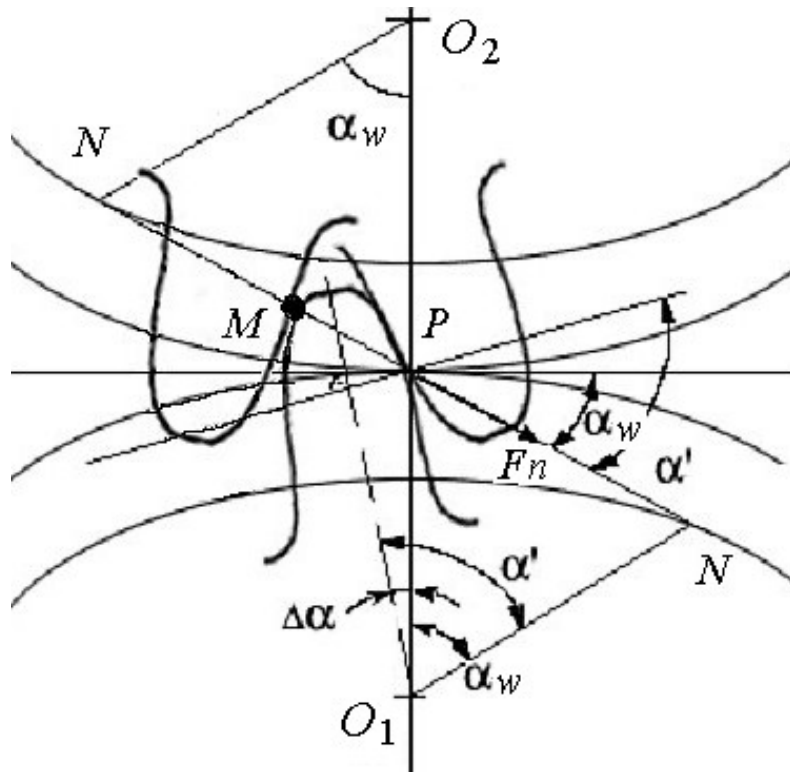


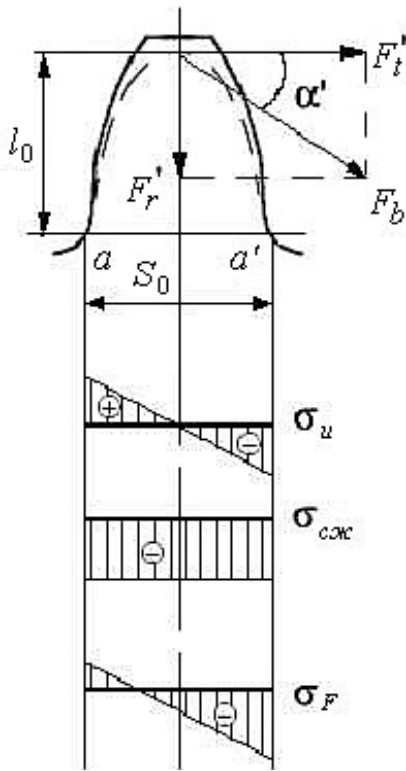
Рисунок 64 - Деформирование зуба

Рассмотрим отдельно один зуб шестерни (Рис. 65).

Если перенести силу F_n вдоль линии зацепления, то это окажет действие только на участке переноса, но никак не в опасном сечении по изгибу. Опасным будет сечение $a-a'$ там, где балка равнопрочного сечения, имеющая вид параболы, пересекается с поверхностью зуба. Сила F_t' изгибает, а F_r' сжимает зуб. Согласно эпюре (Рис. 65), напряжение в наиболее опасной точке a :

$$\sigma_F = \sigma_u - \sigma_{сж} . \quad (3.35)$$

Изгибающие напряжения в зубе:



$$\sigma_u = \frac{T_u}{W},$$

где T_u – изгибающий момент; W – момент сопротивления изгибу в опасном сечении $a-a'$.

Размеры опасного сечения S_0 и b_w , а расстояние от точки приложения усилия до опасного расчетного сечения l_0 .

Принимая $T_u = F_t' l_0$ и $W = \frac{b_w S_0^2}{6}$, получим:

$$\sigma_u = \frac{6F_t' l_0}{b_w S_0^2} \quad (3.36)$$

Рисунок 65 -
Зуб шестерни

Напряжения сжатия определяют:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_r'}{b_w S_0} \quad (3.37)$$

Подставив выражения (3.36) и (3.37) в равенство (3.35), с учетом концентрации напряжений у ножки зуба (в этом случае учитывается коэффициентом k_σ), получим следующее:

$$\sigma_F = \left(\frac{6F_t' l_0}{b_w S_0^2} - \frac{F_r'}{b_w S_0} \right) k_\sigma; \quad (3.38)$$

$$F_t' = F_n \cos \alpha' k = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} \cos \alpha' k; \quad (3.39)$$

$$F_r' = F_n \sin \alpha' k = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} \sin \alpha' k. \quad (3.40)$$

В опасном сечении $a-a'$ принимаем: $S_0=S'm$ и $l_0=l'm$, где S' и l' - безразмерные коэффициенты.

Подставив выражения (3.39) и (3.40) в уравнение (3.38), получим следующее:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \left(\frac{6F_t k \cos \alpha' l' m}{\cos \alpha_w b_w (S')^2 m^2} - \frac{F_t k \sin \alpha'}{\cos \alpha_w b_w S' m} \right) k_\sigma = \\ &= \frac{F_t k}{b_w m} \left(\frac{6l' \cos \alpha'}{(S')^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{S' \cos \alpha_w} \right) k_\sigma. \end{aligned}$$

Обозначим коэффициент формы зуба:

$$Y_F = \left(\frac{6l' \cos \alpha'}{(S')^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{S' \cos \alpha_w} \right) k_\sigma,$$

это безразмерный коэффициент, величина которого зависит только от формы зуба (l' , S' , α'), в том числе и от формы галтели (k_σ). Известно, что форма зуба при одинаковом исходном контуре инструмента зависит в основном от числа зубьев колеса z и коэффициента смещения инструмента x , и получается зависимость $Y_F = f(z, x, \alpha)$.

Для колес с внутренним зацеплением: $Y_F = \frac{4z}{z + 20}$.

Условие прочности по изгибу будет

$$\sigma_F = \frac{F_t k}{b_w m} Y_F \leq [\sigma_F].$$

Формулу для проверочного расчета получим, учитывая,

что $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 k}{d_{w1} b_w m} Y_F \leq [\sigma_F] . \quad (3.41)$$

Проверочный расчет для шестерни и колеса нужно делать отдельно, так как число зубьев шестерни и колеса различно, различны формы Y_{F1} и Y_{F2} .

Выполнение *проектировочного расчета на изгиб* возможно по двум вариантам:

1). Рассмотрим случай, когда из расчета по контактным напряжениям известны значения: a_w и b_w . Из формулы (3.41)

выделяем модуль: $m \geq \frac{2T_1 k Y_F}{d_{w1} b_w [\sigma_F]}$, учитывая, что $d_{w1} = \frac{2a_w}{U \pm 1}$,

окончательно получаем выражение:

$$m \geq \frac{T_1 (U \pm 1) k Y_F}{a_w b_w [\sigma_F]} . \quad (3.42)$$

2). Если габариты передачи определяются, в основном, изгибной прочностью, а также известно значение z_1 , то для некорригированной передачи получается равенство: $d_{w1} = d_1 = m z_1$.

Обозначим $b_w = \psi_{bd} d_{w1} = \psi_{bd} m z_1$, тогда

$$\sigma_F = \frac{2T_1 k Y_F}{m z_1 \psi_{bd} m z_1 m} \leq [\sigma_F] .$$

Из этого выражения получаем выражение для определения модуля при проектировочном расчете:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 T_1 k Y_F}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}} . \quad (3.43)$$

3.6. Передачи цилиндрическими колесами с косыми зубьями

У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного диаметра, как и у прямозубых колес, а составляют с ней некоторый угол β (Рис. 66). Для нарезания косых зубьев используют инструмент такого же профиля, как и для нарезания прямых. Наклон зуба образуют соответствующим поворотом инструмента относительно заготовки на угол β . Профиль косого зуба в нормальном сечении «n-n» (Рис. 67) совпадает с профилем прямого зуба и модуль в этом сечении также должен быть стандартным. Параметры зуба в нормальном сечении и торцевой плоскости «t-t» будут различными.

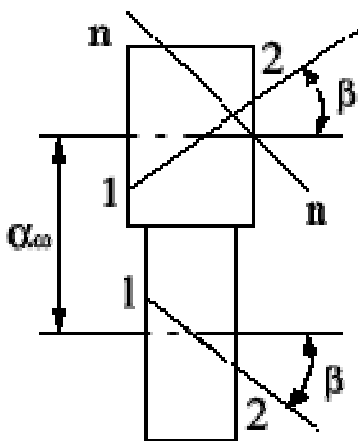


Рисунок 66 - Расположение косого зуба

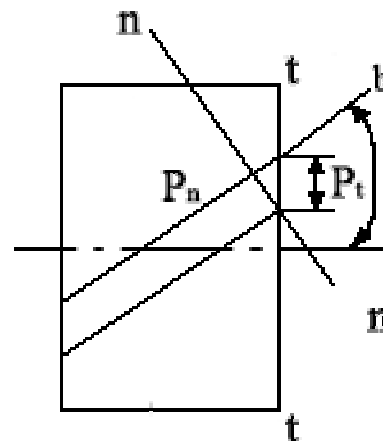


Рисунок 67 - Профиль косого зуба

В торцевом сечении «t-t» или в окружном направлении параметры косого зуба изменяются в зависимости от угла β :

окружной шаг $P_t = \frac{P_n}{\cos \beta}$; окружной модуль $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$;

диаметр делительной окружности $d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}$.

Делительное межосевое расстояние колес определяют следующим образом:

$$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{d_1 \left(\frac{d_2}{d_1} \pm 1 \right)}{2} = \frac{m_t z_1 (u \pm 1)}{2} = \frac{m_n z_1 (u \pm 1)}{2 \cos \beta}$$

Таким образом, изменяя величину угла β , можно вписать передачу в заданное межосевое расстояние.

В отличие от прямых зубьев косые входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Кроме того, косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления. На рисунках видно, что зацепление распространяется в направлении от точек 1 к точкам 2. В рассматриваемый момент времени в зацеплении находятся три пары зубьев 1, 2 и 3. При этом пара 2 зацепляется по всей длине зубьев, а пары 1 и 3 только частично. В следующий момент времени пара 1 вышла из зацепления и находится в положении 1'. Однако в зацеплении еще остались две пары 2 и 3 (Рис. 68).

В прямозубом зацеплении нагрузка с двух зубьев на один или с одного на два передается мгновенно, и это явление сопровождается ударами, вибрацией и шумом.

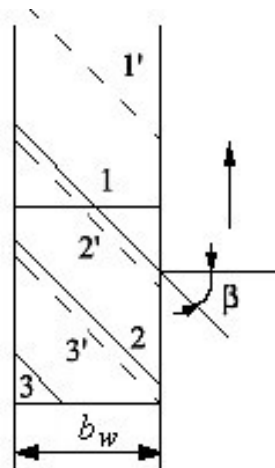


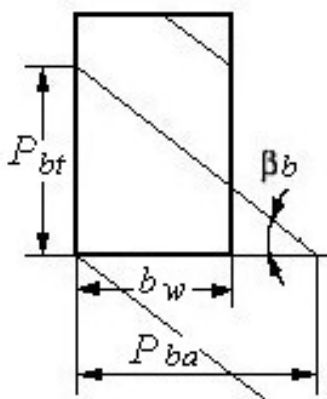
Рисунок 68 - Зацепление трех пар зубьев

Все зубья в косозубых передачах нагружаются постепенно по мере их захода в поле зацепления, и в зацеплении всегда находятся как минимум две пары зубьев. Преимущество косозубого зацепления становится особенно заметным в быстроходных передачах, так как динамические нагрузки возрастают пропорционально квадрату скорости.

Введем понятие *коэффициента осевого перекрытия* (отношение угла осевого перекрытия зубчатого колеса

косозубой цилиндрической передачи к его угловому шагу):

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{P_{ba}} = \frac{b_w \operatorname{tg} \beta_b}{P_{ba}} \approx \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n}.$$



Здесь $P_{ba} = \frac{P_{bt}}{\operatorname{tg} \beta_b}$

- осевой шаг, где β_b - угол наклона зуба на диаметре основной окружности (Рис. 69).

Косозубые колеса могут работать при значениях коэффициента $\varepsilon_{\alpha} < 1$, при условии $\varepsilon_{\beta} > 1$.

Рисунок 69 -
Параметры зацепления

3.7. Расчеты цилиндрических колес с косыми зубьями

1). *Определение усилий*, действующих по линии зацепления (в плоскости зацепления). Усилие должно преодолевать момент сопротивления на колесе T_2 . На рисунке 70 изображено зубчатое колесо в плане. Сделаем сечение плоскостью $n-n$ нормально поверхности зуба. В плоскости $n-n$ действует полное усилие F_n , которое дает на фронтальной плоскости, проекцию F'_t , которая раскладывается на составляющие - окружное усилие F_t и осевое усилие F_a . Повернем плоскость $n-n$ на 90° . Здесь усилие F_n раскладывается на F'_t и F_r (радиальное усилие).

В системе координат xuz (Рис. 71) разложение силы F_n принимает вид параллелепипеда. Сила F_n представляет на чертеже диагональ параллелепипеда, а исходной на практике в зубчатом зацеплении всегда является сила F_t .

Усилия для косозубого зацепления можно записать в следующем виде:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{tw} = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha_{nw};$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad F_n = \frac{F}{\cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \alpha_{tw} \cos \beta_b}.$$

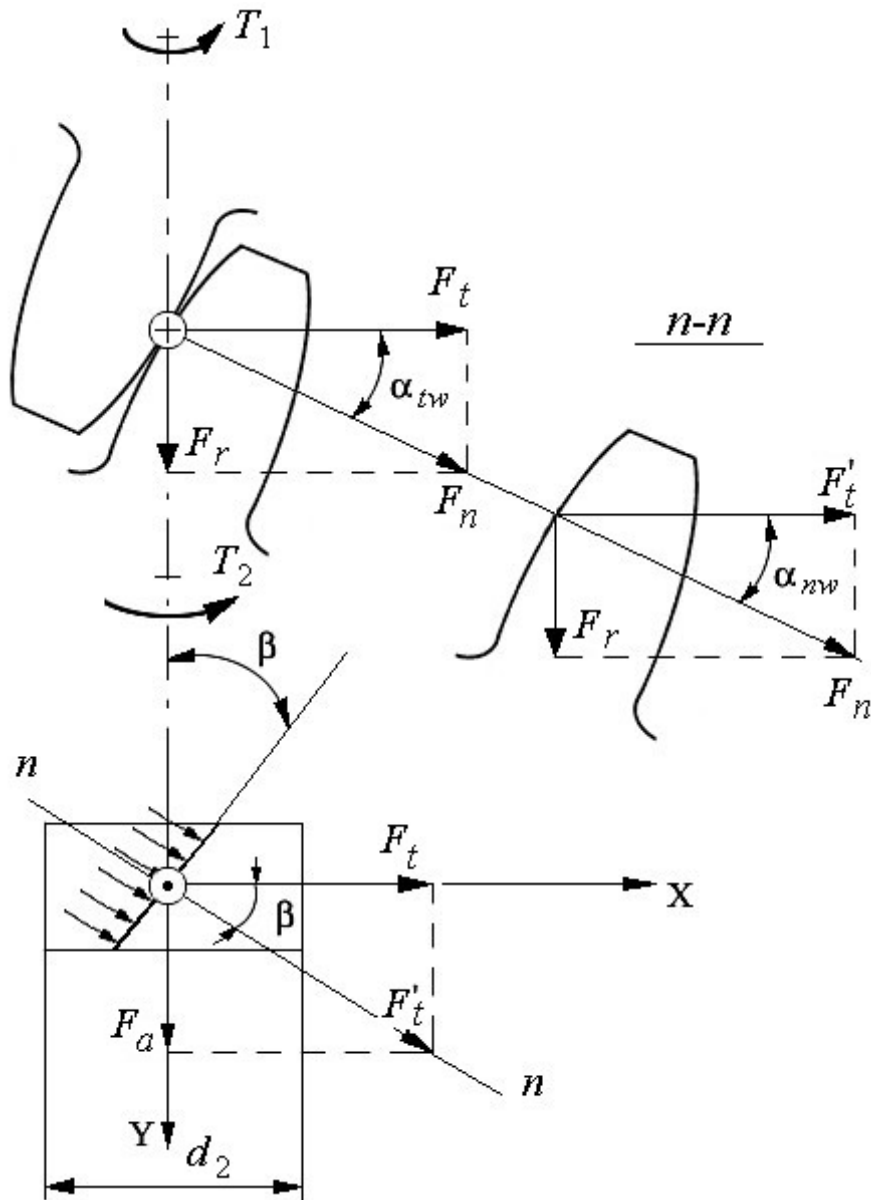


Рисунок 70 - План зубчатого колеса

С увеличением β растет осевое усилие F_a - это является недостатком зацепления, так как дополнительно нагружаются опоры валов. С целью уменьшения усилия ограничивают углы β в пределах $8 \div 20^\circ$.

Этого не нужно делать на шевронных колесах (шеврон - это колесо с двумя зубчатыми венцами, на которых направление зубьев противоположно). Осевые усилия благодаря конструкции в них уравниваются на самом колесе (Рис. 72). Для шевронных колес значения угла наклона зубьев β могут быть в пределах $30 \div 45^\circ$.

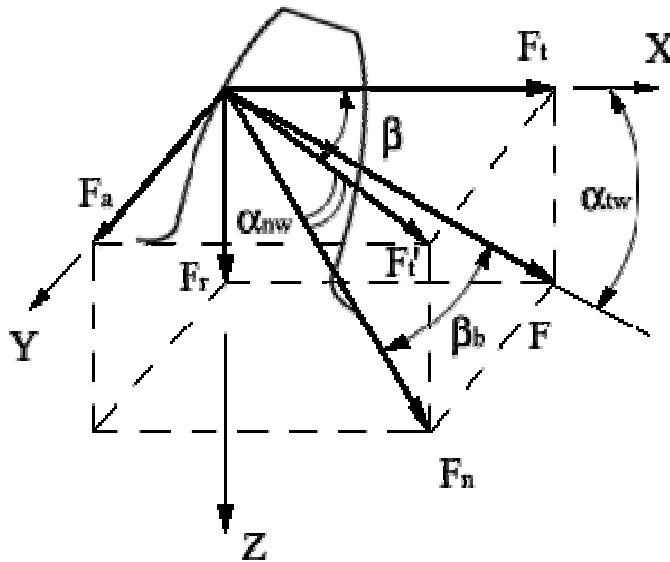


Рисунок 71 - Усилия в косозубом зацепление

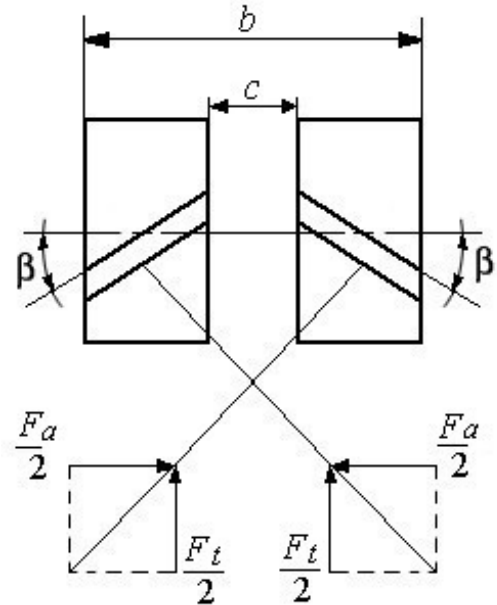


Рисунок 72 - Параметры шевронного колеса

2). *Определение основных размеров эквивалентных колес.* В косозубом цилиндрическом колесе прочность зуба определяется его формой и размерами в нормальном сечении $n-n$ (Рис. 73). Форма зуба соответствует (условно) форме зуба прямозубого колеса с модулем m_n и диаметром $d_v = 2r_v$, где r_v - это радиус кривизны эллипса в точке P .

Размеры полуосей эллипса определяются в виде:

$a = \frac{d}{2}$ и $c = \frac{d}{2 \cdot \cos \beta}$. Известно, что $r_v = \frac{c^2}{a}$ - для эллипса радиус кривизны, тогда диаметр эквивалентного колеса:

$$d_v = 2r_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}. \quad (3.44)$$

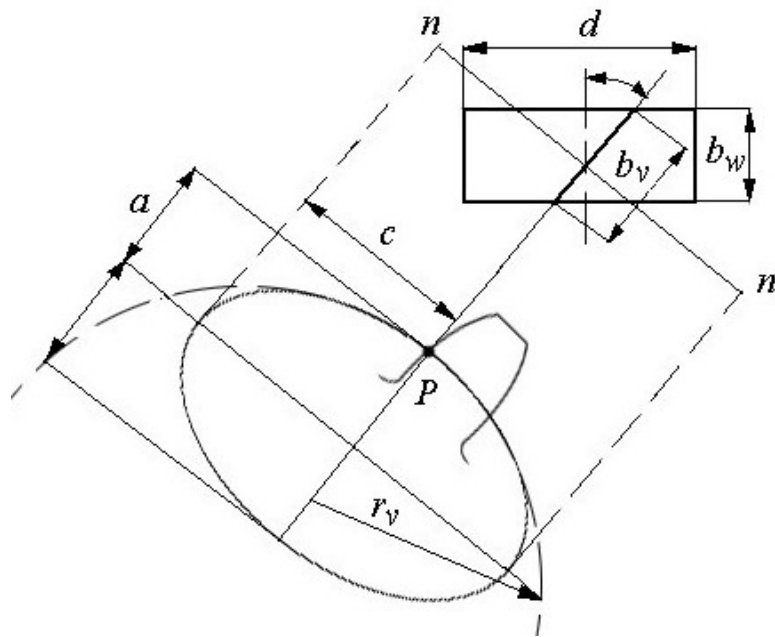


Рисунок 73 - Нормальное сечение зуба

Диаметр эквивалентного колеса можно выразить и как $d_v = m_v z_v$, где $m_v = m_n$; z_v - эквивалентное число зубьев.

Если $d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}$, то $m_n z_v = \frac{m_n z}{\cos^3 \beta}$, откуда $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$.

При ширине колеса, определяющейся по $b_v = \frac{b_w}{\cos \beta}$, колесо будет равнопрочным косозубому колесу, и называться эквивалентным колесом.

3). Расчет на контактную прочность. Согласно теории

Герца-Беляева (3.16) имеем: $\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{q}{2\rho_{np}}} \leq [\sigma_H]$.

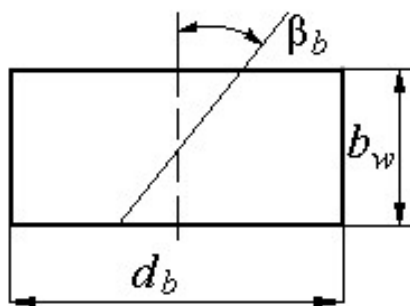


Рисунок 74 - Параметры колеса

В зацеплении косозубой передачи всегда работает более одной пары зубьев, поэтому и вся нагрузка распространяется на несколько зубьев. Суммарная длина контактных

линий определяется (Рис. 74):

$$l_{\Sigma} = \frac{b_w}{\cos \beta_b} \varepsilon_{\alpha}, \quad \text{тогда} \quad q = \frac{F_n}{l_{\Sigma}} k = \frac{F_n \cos \beta_b}{b_w \varepsilon_{\alpha}} k.$$

Так как $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_{tw} \cos \beta_b}$, а $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$, то

окончательно имеем следующее:

$$q = \frac{2T_1 k}{d_{w1} \cos \alpha_{tw} \varepsilon_{\alpha} b_w}. \quad (3.45)$$

При определении приведенного радиуса кривизны расчет делают в полюсе зацепления. Индекс «*t*» означает, что параметры зацепления рассматриваются в плоскости перпендикулярной осям колес. По рисунку 75(а) видно:

$$\rho_{t1} = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_{tw} \quad \text{и} \quad \rho_{t2} = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_{tw}.$$

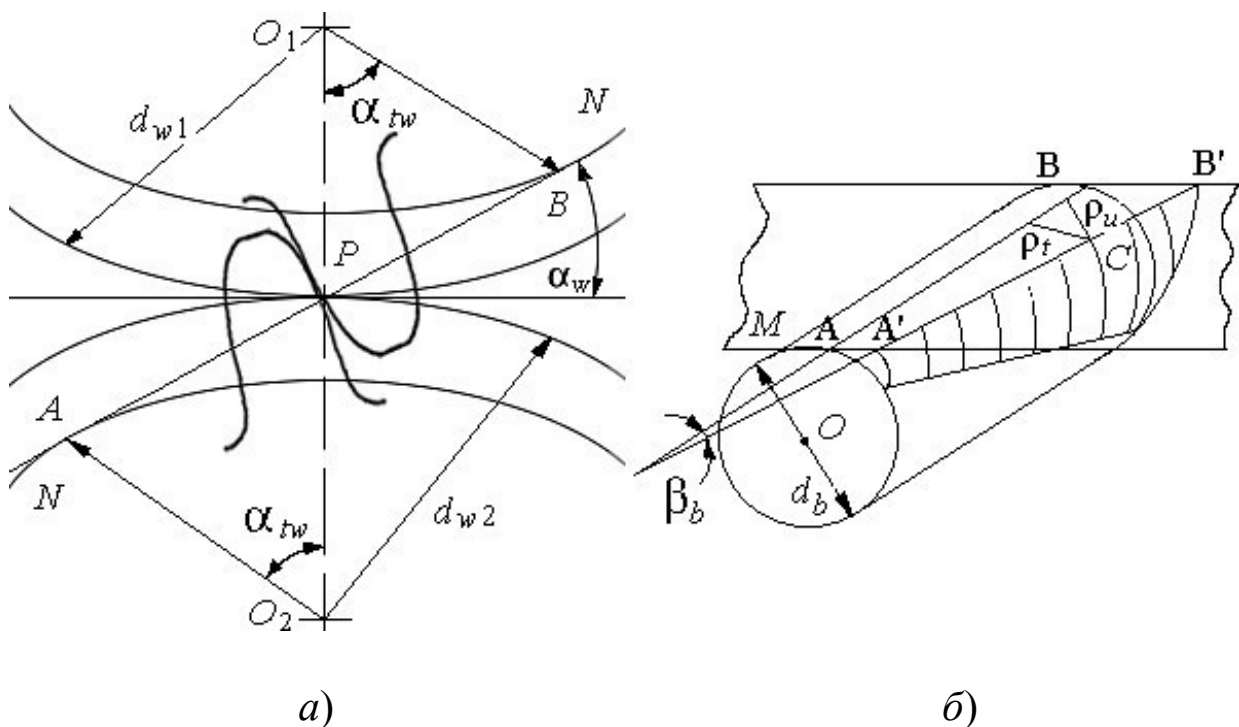


Рисунок 75 - Зацепление косого зуба в полюсе

Рассмотрим основной цилиндр O с диаметром d_b (Рис. 75б). Выделим некую плоскость M , касательную к основному цилиндру по образующей AB . Проведем в плоскости M прямую $A'B'$ под углом β_b к линии AB . При обкатывании плоскости M без скольжения вокруг основного цилиндра прямая $A'B'$ опишет эвольвентный профиль косоугольного зуба. Выделим на эвольвентном профиле некоторую точку C , она лежит в полюсе зацепления. Из рисунка 75 следует:

$$\rho_n = \frac{\rho_t}{\cos \beta_b},$$

где ρ_n - радиус кривизны эвольвенты в плоскости нормальной поверхности зуба; ρ_t - радиус кривизны эвольвенты в плоскости перпендикулярной оси цилиндра.

$$\rho_{n1} = \frac{d_{w1}}{2} \frac{\sin \alpha_{tw}}{\cos \beta_b}; \quad \rho_{n2} = \frac{d_{w2}}{2} \frac{\sin \alpha_{tw}}{\cos \beta_b} = \frac{d_{w1}U}{2} \frac{\sin \alpha_{tw}}{\cos \beta_b},$$

тогда
$$\rho_{np} = \frac{\rho_{n1}\rho_{n2}}{\rho_{n2} \pm \rho_{n1}} = \frac{d_{w1}U \sin \alpha_{tw}}{2(U \pm 1) \cos \beta_b}. \quad (3.46)$$

Подставив уравнения (3.45) и (3.46) в уравнение Герца-Беляева, получим выражение для контактных напряжений в виде:

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{2T_1 k 2(U \pm 1) \cos \beta_b}{d_{w1}^2 b_w U \varepsilon_\alpha 2 \cos \alpha_{tw} \sin \alpha_{tw}}} \leq [\sigma_H].$$

Введем следующие обозначения: для коэффициента, учитывающего форму сопряженных поверхностей - это

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}}, \quad \text{а для коэффициента, учитывающего влияние}$$

торцевого перекрытия - это
$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}.$$

Применив эти обозначения, получим выражение:

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 k (U \pm 1)}{d_{w1}^2 b_w U}} \leq [\sigma_H].$$

Формула отличается от формулы проверочного расчета высокоточных прямозубых колес только значениями z_H и z_ε , поэтому обозначим их z_{Hk} и $z_{\varepsilon k}$:

$$\sigma_H = z_M z_{Hk} z_{\varepsilon k} \sqrt{\frac{2T_1 k (U \pm 1)}{d_{w1}^2 b_w U}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.47)$$

По аналогии, учитывая, что $b_w = \psi_{ba} a_w$ и $d_{w1} = \frac{2a_w}{U \pm 1}$, получим:

$$a_w \geq k_{ak} (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 k}{\psi_{ba} U [\sigma_H]^2}}, \quad (3.48)$$

$$k_{ak} = \sqrt[3]{0,5 (z_m z_{Hk} z_{\varepsilon k})^2}.$$

Это формулы проектировочного расчета.

4). *Расчет на изгибную прочность.* В качестве исходной формулы возьмем формулу для прямозубого колеса:

$$\sigma_F = \frac{F_t k}{b_w m} Y_F \leq [\sigma_F].$$

Расчет выполняем для эквивалентного колеса ($m_v = m_n$), у которого:

$$b_v = \frac{b_w}{\cos \beta} \varepsilon_\alpha, \quad Y_F = Y_{Fk} = f\left(z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}\right).$$

Для эквивалентного колеса окружным усилием будет

являться усилие:

$$F_t' = \frac{F_t}{\cos \beta}.$$

Условие прочности для изгибных напряжений в косозубом колесе запишется:

$$\sigma_F = \frac{F_t k}{b_w \varepsilon_\alpha m_n} Y_{Fk} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев обозначим следующим равенством: $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$,

и получим выражение: $\sigma_F = \frac{F_t k}{b_w m_n} Y_{Fk} Y_\varepsilon \leq [\sigma_F]$.

Рассмотрим распределение нагрузки для прямого и косоого зубьев (Рис. 76).

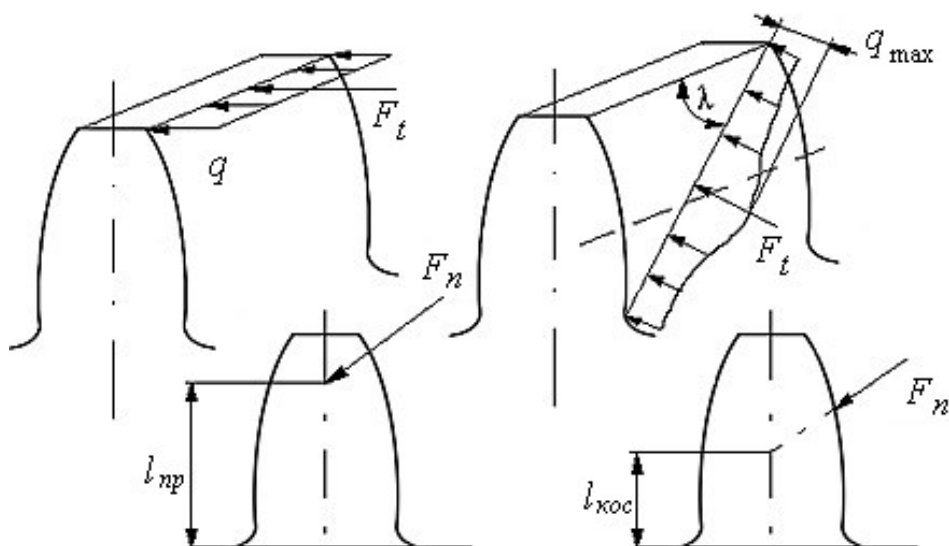


Рисунок 76 - Нагрузка для прямого и косоого зуба

На боковой поверхности косоого зуба линия контакта расположена под некоторым углом λ (угол λ увеличивается с ростом значения β). По линии контакта нагрузка

распределяется неравномерно. Нагрузка максимальная на средней линии зуба, так как при зацеплении серединами зубьев они имеют наибольшую (максимальную) суммарную жесткость $\frac{q_{\max}}{q} \approx 1,2$. В косозубой передаче усилие F_n смещается к

основанию зуба, поэтому верно следующее: $\sigma_{F_{\text{кос}}} < \sigma_{F_{\text{пр}}}$.

Это учитывается введением коэффициента Y_β :

$$- Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ}, \quad \text{при } \beta \leq 40^\circ;$$

$$- Y_\beta = 0,7, \quad \text{при } \beta > 40^\circ.$$

Учитывая, что $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$, формула для проверочного расчета приобретает вид:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 k}{d_{w1} b_w m_n} Y_{Fk} Y_\beta Y_\varepsilon \leq [\sigma_F]. \quad (3.49)$$

Если учитывать, что $d_{w1} = \frac{2a_w}{U \pm 1}$, то выражение для модуля становится следующим:

$$m_n \geq \frac{T_1 k (U \pm 1) Y_{Fk} Y_\beta Y_\varepsilon}{a_w b_w [\sigma_F]}. \quad (3.50)$$

4. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ УСВОЕНИЯ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

К первому разделу:

1. Почему дисциплину «Прикладная механика» называют научной дисциплиной?
2. Что изучается в разделе дисциплины «Детали машин»?
3. Что понимается в деталях машин под термином «машина», в чем ее назначение?
4. Назовите виды машин в зависимости от их назначения.
5. Какие элементы машин знаете?
6. В чем разница между механизмом и прибором?

7. Может ли быть агрегат механизмом или механизм агрегатом?
8. Чем отличается сборочная единица от механизма и агрегата?
9. Назовите основные отличительные особенности детали.
10. Какие функции могут выполнять узлы и детали в машине?
11. Какие основные требования, предъявляемые к элементам машин, знаете?
12. Какими основными показателями характеризуется понятие «работоспособность»?
13. Какое событие нарушает работоспособность?
14. Какими основными показателями характеризуется термин «надежность»?
15. Что понимается под проектированием изделия?
16. Какие основные задачи решаются в процессе проектирования?
17. Назовите главный вид расчета деталей, выполняемый в процессе проектирования?
18. В чем разница между проектным и проверочным расчетами?
Ко второму разделу:
19. Какого рода связи могут существовать между элементами машин?
20. Что следует понимать под термином «соединение»?
21. Какие типы соединений знаете?
22. Какие признаки характеризуют неразъемное соединение?
23. Какое соединение называют резьбовым, по каким признакам его можно отличить от других соединений?
24. Какими положительными качествами можно объяснить распространенность резьбовых соединений?
25. Влияние каких качеств резьбовых соединений желательно компенсировать при проектировании машин?
26. Назовите основные классификационные признаки резьбовых соединений.
27. Почему необходимо стопорение крепежных резьб?
28. Какие принципы используются при стопорении резьбовых соединений?

29. Какие виды напряжений могут возникать в резьбовых соединениях?
30. Как подобрать болт для соединения, нагруженного растягивающей силой?
31. Как подобрать болт для соединения, нагруженного поперечной силой?
32. Назовите главный принцип, используемый при расчете статически неопределимых резьбовых соединений.
33. Какое соединение называют шпоночным, какой признак отличает его от других соединений?
34. Какие разновидности шпоночных соединений знаете?
35. Перечислите положительные качества, которыми обладают шпоночные соединения.
36. Каковы недостатки шпоночных соединений?
37. Как выполняется проектный расчет призматических и сегментных шпонок?
38. Что можно предпринять, если призматическая или сегментная шпонка не удовлетворяет заданным условиям работы?
39. Какие особенности клиновых шпоночных соединений, в чем их достоинства и недостатки?
40. Назовите главный признак шлицевых соединений.
41. Перечислите достоинства и недостатки шлицевых соединений.
42. Как обозначить прямобочное шлицевое соединение?
43. Каковы особенности и достоинства эвольвентного шлицевого соединения.
44. Каковы основные особенности и достоинства треугольного шлицевого соединения.
45. Какое шлицевое соединение необходимо проверять на прочность по износу?
46. Назовите главный признак заклепочного соединения.
47. Назовите основные элементы заклепки.
48. Назовите преимущественные области производства, где применяют заклепочные соединения.
49. Какие типы заклепочных соединений знаете?
50. Как и по каким параметрам подобрать заклепки для заклепочного соединения?

51. Какие виды разрушения возможны в заклепочном шве?
52. Что понимается под термином «сварные соединения»?
53. Охарактеризуйте достоинства и недостатки сварных соединений.
54. Назовите 4 основных типа соединений, выполняемых электродуговой сваркой.
55. Что называют сварочным швом, а что свариваемыми кромками?
56. Как можно классифицировать сварочные швы по функциональному назначению?
57. Какая разница между стыковым и угловым швами?
58. Назовите основные упрощения и допущения, принятые при расчете сварных швов.
К третьему разделу:
59. Какое устройство называют механической передачей?
60. Какие основные параметры характеризуют механическую передачу?
61. В чем заключается разница между передаточным отношением и передаточным числом?
62. Какой механизм называют зубчатой передачей?
63. Назовите основные классификационные признаки зубчатых передач.
64. Назовите основные элементы зубчатых колес.
65. Назовите примеры применения зубчатых передач.
66. Назовите достоинства и недостатки зубчатых передач.
67. Назовите основные параметры зубчатых передач, как они меж собой соотносятся?
68. В чем заключается главная особенность эвольвентных передач?
69. Назовите основные параметры эвольвентных зубчатых передач, как они меж собой соотносятся?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В пособии в достаточном объеме даны общие сведения о деталях и узлах машин, приведена классификация машин и механизмов, освещены разделы по изучению соединений (резьбовых, шпоночных, шлицевых, сварных и заклепочных), механических зубчатых передач с прямыми и косыми зубьями. В работе также представлены методики проектирования и расчета некоторых соединений и передач.

Материалы о передачах (червячных, ременных, цепных, шариково-винтовых), подшипниках (скольжения и качения) будут размещены во второй части пособия. Там же будут приведены расчеты и этапы проектирования редукторов, вариаторов, муфт, тормозных систем и др. изделий. В последующей части пособия будут также отражены вопросы по изучению осей и валов, с учетом того, что им уделяется большое внимание и в разделе прикладной дисциплины «Сопротивление материалов».

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Балякин, В.Б., Васин, В.Н. Детали машин: Учеб. пособие / В.Б. Балякин, В.Н. Васин. - Самара: СГАУ, 2004. - 150 с.
2. Воячек, А.И. Основы проектирования и конструирования машин: Учеб. пособие / А.И. Воячек, В.В. Сенькин. - Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2008. - 228 с.
3. Коробков, В.В. Детали машин и основы конструирования: Курс лекций / В.В. Коробков. - Новосибирск, 2007. - 98 с.
4. Детали машин: Учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. - 520 с.
5. Детали машин: Лекции по курсу / Н.М. Менькова. - М.: Изд-во МИРЭА, 2004. - 100 с.
6. Губарь, С.А. Программа дисциплины «Теория механизмов и Детали машин». - Хабаровск, 2006. - 27 с.
7. Эрдеди, А.А. Детали машин: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / А.А. Эрдеди, Н.А. Эрдеди. - М.: Издательский центр «Академия», 2012. - 288 с.
8. Леонова Л.М., Чигрик Н.Н., Татурова В.П. Зубчатые передачи. Элементы расчета и конструирования: Метод. указания. - Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. - 45 с.
9. Дианов Х.А., Ефремов Н.Г., Мицкевич В.Г. Детали машин: Курс лекций. - М.: РГОТУПС, 2003. - 124 с.
10. <http://any-book.org/download/28296.html>.
11. <http://3ys.ru/detali-mashin-i-osnovy-konstruirovaniya/>.
12. http://www.planer8.narod.ru/e_books.html.
13. <http://www.prikladmeh.ru/>.
14. <http://www.osipyun.ru/>.
15. <http://ficlas.ru/sre7/gr5.htm>.
16. <http://xreferat.ru/76/884-1-peredatochnye-mehanizmy-v-tehnologicheskikh-mashinah.html>.
17. <http://ru.wikipedia.org/wiki/>.
18. <http://www.galaxy797.net/htech/c/1.4.1.9.htm>.
19. <http://www.detalmach.ru/lect12.htm>.
20. <http://5fan.ru/wievjob.php?id=6053>.
21. http://www.cherch.ru/soedinenie_detaley/soedinenie_prizmaticheskoy_shponkoj.html.

22. http://www.cherch.ru/soedinenie_detaley/zaklepochnie_soedineniya.html.
23. <http://www.teormach.ru/lab21.htm>.
24. <http://teormech.narod.ru/DetMach1.pdf>.
25. <http://rudocs.exdat.com/docs/index-45962.html?page=6>.
26. <http://rudocs.exdat.com/docs/index-35307.html?page=12>.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН	4
1.1. Основные понятия и определения	4
1.2. Классификация деталей и узлов машин	6
1.3. Требования, предъявляемые к деталям машин и машинам	9
1.4. Этапы проектирования машин	13
1.5. Стандартизация и унификация деталей машин	15
1.6. Технологичность машин	17
1.7. Общие принципы расчетов деталей машин	19
2. СОЕДИНЕНИЯ ТИПОВЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	21
2.1. Резьбовые соединения. Общие понятия	22
2.2. Расчеты резьбовых соединений	27
2.3. Шпоночные соединения	38
2.4. Шлицевые соединения	45
2.5. Сварные соединения	52
2.6. Заклепочные соединения	61
3. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ	67
3.1. Зубчатые передачи. Общие сведения	70
3.2. Эвольвентные зубчатые передачи	74
3.3. Виды разрушения зубчатых колес	81
3.4. Передачи цилиндрическими колесами с прямыми зубьями	89
3.5. Расчеты цилиндрических колес	93
3.6. Передачи цилиндрическими колесами с косыми зубьями	105
3.7. Расчеты цилиндрических колес с косыми зубьями	107
4. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ УСВОЕНИЯ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА	115
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	119
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ	120

Учебное издание

Маркова Ольга Анатольевна
кандидат педагогических наук

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Детали машин. Часть I

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Корректор Габдурахимова Т.М.
Худ. редактор Федорова Л.Г.

Сдано в набор 15.04.2013
Подписано в печать 17.06.2013.
Бумага писчая. Гарнитура Таймс.
Усл. печ. л. 7,7. Тираж 100.
Заказ №28.

НХТИ (филиал) ФГОУ ВПО «КНИТУ»,
г. Нижнекамск, 423570, ул.30 лет Победы, д.5а.