

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ИВАНОВСКАЯ ПОЖАРНО-
СПАСАТЕЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ ГОСУДАРСТВЕННОЙ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ
СЛУЖБЫ МИНИСТЕРСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ПО ДЕЛАМ
ГРАЖДАНСКОЙ ОБОРОНЫ, ЧРЕЗВЫЧАЙНЫМ СИТУАЦИЯМ И
ЛИКВИДАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ СТИХИЙНЫХ БЕДСТВИЙ»**



**Методические рекомендации
для самостоятельной работы
обучающихся по дисциплине
«Детали машин»**

Направление подготовки
20.03.01 Техносферная безопасность

Профиль
«Пожарная безопасность»

Иваново 2024

Покровский А.А.

Методические рекомендации для самостоятельной работы обучающихся по дисциплине «Детали машин» (далее – методические рекомендации) по направлению подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность профиль «Пожарная безопасность» – Иваново: ИПСА ГПС МЧС России, 2024.– 55 с.

Методические рекомендации содержат краткое изложение дисциплины «Детали машин» в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования – бакалавриат по направлению подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность и основной профессиональной образовательной программы высшего образования по направлению подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность, советы по планированию и организации времени, необходимого на изучение дисциплины, пожелания по изучению отдельных тем курса, рекомендации по использованию материалов учебно-методического комплекса, рекомендации по работе с литературой; советы по подготовке к промежуточной аттестации.

Методические рекомендации рассмотрены на заседании кафедры механики, ремонта и деталей машин (в составе УНК «Пожаротушение»).

Протокол № ____ от « ____ » _____ 2024 г.

Методические рекомендации обсуждены и одобрены на заседании методико-педагогического совета Ивановской пожарно-спасательной академии ГПС МЧС России.

Протокол № ____ от « ____ » _____ 2024 г.

СОДЕРЖАНИЕ

№ п/п	Наименование раздела	Стр.
1.	Введение	4
2.	Методические рекомендации по изучению тем дисциплины	5
2.1	Тема 1. Основные понятия и определения дисциплины «Детали машин»	5
2.2	Тема 2. Механические передачи	12
2.3	Тема 3. Валы, оси, их опоры и муфты	25
2.4	Тема 4. Соединения деталей машин	32
3.	Методические рекомендации для подготовки к промежуточной аттестации	47
4.	Словарь терминов по дисциплине «Детали машин»	51

Введение

Дисциплина «Детали машин» является основой общетехнической и общепрофессиональной подготовки специалиста в области пожарной безопасности.

Развитие современной пожарной техники ставит перед сотрудниками пожарной безопасности самые разнообразные задачи, связанные с расчетом различных сооружений (зданий, мостов, каналов, плотин и т.п.), с эксплуатацией всевозможных машин, механизмов, двигателей и, в частности, таких объектов, как пожарные автомобили, составляющие их узлы (гидроприводы, насосы). Конструирование машины независимо от того, выполняется оно учащимся или опытным инженером, - процесс творческий. Каждая конструкторская задача, как правило, имеет много решений. Опираясь на имеющиеся теоретические знания, учащийся должен выбрать из многих возможных решений одно, наилучшее. При этом ему приходится принимать во внимание часто противоречивые технологические и эксплуатационные требования, предъявляемые к проектируемому изделию. Несмотря на многообразие всех этих проблем, решения их в определенной части основываются на некоторых общих принципах и имеют общую научную базу.

Основные теоретические положения, изучаемые в дисциплине «Детали машин» широко используются при изучении ряда специальных дисциплин.

Методические рекомендации по изучению тем дисциплины

Тема 1. Основные понятия и определения дисциплины «Детали машин»

В зависимости от характера рабочего процесса и выполняемых функций машины условно делятся на классы. Назовем некоторые из них.

Машины-двигатели преобразовывают какой-либо вид энергии в механическую, например, паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, электродвигатели и т. п.

Машины-генераторы, преобразовывающие механическую энергию в другой вид энергии, например, компрессоры, динамомашин и т. п.

Технологические машины служат для непосредственного производства товарной продукции (станки для обработки конструкционных материалов, станки для переработки сырья, а также строительно-дорожные и сельскохозяйственные машины).

Транспортирующие машины: подъемные краны, лифты, элеваторы, эскалаторы, конвейеры, транспортеры, насосы, шнеки и др.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций; например, изделие из куска металла, литой корпус и т. д.

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, клепкой, сваркой, пайкой и т. п.), например, автомобиль, станок, редуктор, сварной корпус.

Машиной называют устройство (изделие), выполняющее механические движения для преобразования энергии материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.

Механизмом называют систему деталей, предназначенную для преобразования движений одной или нескольких деталей в требуемое движение других деталей. Понятие «механизм» является более широким, чем понятие «машина», «прибор» или «приспособление». Всякое из названных устройств является одновременно *механизмом*, но не наоборот. Таким образом, можно говорить о механизмах машин, приборов и приспособлений.

Все детали машин и механизмов делятся на специальные и общего назначения. К деталям и сборочным единицам общего назначения относятся такие, которые встречаются почти во всех машинах (болты, валы, зубчатые колеса, подшипники, муфты и др.). Они составляют подавляющее большинство и изучаются в курсе «Детали машин». К деталям и сборочным единицам специального назначения относятся такие, которые встречаются только в одном или нескольких типах машин (шпиндели станков, поршни, шатуны, коленчатые валы и др.).

Все детали и сборочные единицы общего назначения делятся на три основные группы:

- соединительные (соединения) – резьбовые, шлицевые, заклепочные, сварные и др.;

- детали, передающие вращательные движения (зубчатые колеса, шкивы, звездочки);
- детали и сборочные единицы, обслуживающие передачи, (валы, подшипники, муфты).

Требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы.

Работоспособное изделие (деталь, сборочная единица, машина) должно быть надежным и экономичным. Таким образом, совершенство конструкции изделия оценивают по работоспособности, надежности и экономичности.

Работоспособность - состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции с параметрами, установленными требованиями технической документации.

Надежность - свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки. (Наработка - продолжительность или объем работы изделия, измеряемые в часах, километрах, кубометрах или в других единицах).

Экономичность - определяется стоимостью материала, а также затратами на производство изделия и его эксплуатацию.

При этом одним из существенных критериев, определяющих экономичность конструкции и ее совершенство, является технологичность. Технологичность конструкции обеспечивается:

- применением в новой машине деталей простейшей конфигурации с минимальной обработкой (штамповка, точное литье, фасонный прокат);
- рациональным сокращением многообразия видов, типов и типоразмеров деталей (узлов) одинакового функционального назначения (унификацией);
- стандартизацией конструктивных элементов деталей;
- системой допусков и посадок и классами точности;
- применением в новой машине деталей и сборочных единиц, ранее освоенных в производстве.

Конструкция технологична только при условии, если она изготовлена с минимальными затратами труда и средств в условиях каждого предприятия.

Работоспособность деталей оценивают по прочности, износостойкости, жесткости, теплостойкости, вибрационной устойчивости, коррозионной стойкости и точности. Это критерии работоспособности изделия, или возможные причины выхода его из строя.

Прочность.

Это способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Прочность является важнейшим критерием работоспособности деталей машин. Рассматривают прочность по характеру нагрузок: статическая, усталостная, ударная.

Контактная прочность.

Помимо разрушения деталей в практике наблюдаются случаи разрушения поверхности деталей. Эти разрушения связаны с контактными напряжениями. Последние возникают в местах соприкосновения двух деталей в тех случаях, когда размеры площади касания малы по сравнению с размерами деталей (сжатие двух шаров, шара и плоскости, двух цилиндров и т.п.).

Усталостная прочность.

При воздействии знакопеременных нагрузок с постоянной, переменной, случайной амплитудой.

Износостойкость

Это способность детали сохранять необходимые размеры и форму в процессе эксплуатации машины.

Различают следующие виды изнашивания:

- 1 – механическое,
- 2 – молекулярно-механическое,
- 3 – коррозионно-механическое.

Жесткость.

Это способность деталей сопротивляться изменению их форму под действием нагрузок. Для некоторых деталей жесткость является основным критерием при определении их размеров.

Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих деформаций деталей в заданных пределах, допустимых для конкретных условий работы. Такими условиями могут быть условия работы сопряженных деталей (правильность зацепления двух зубчатых колес нарушается при больших прогибах валов; изогнутый вал может заклинить в подшипнике), а также технологические условия (точность и производительность обработки на металлорежущих станках в значительной степени определяются жесткостью станка и детали).

Теплостойкость.

Это способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение установленного срока службы. Перегрев деталей во время работы приводит к снижению их прочности и жесткости, ухудшению свойств смазки и увеличению износа деталей, уменьшению зазоров в подвижных соединениях, что приводит к заклиниванию и поломке, понижению точности работы прецизионных (точных) станков и т.п. Для обеспечения нормального теплового режима работы конструкции производят тепловые расчеты (расчеты червячных передач, подшипников скольжения и др.), основанные на составлении уравнения теплового баланса, и при необходимости вносят соответствующие конструктивные изменения (например, применяют охлаждение).

Виброустойчивость.

Под виброустойчивостью понимают способность конструкции работать в нужной диапозоне режимов без недопустимых колебаний. Виброустойчивость является важным критерием работоспособности деталей быстроходных машин. Работа последних характеризуется сложными динамическими процессами. Под действием инерционных и внешних периодических сил, в высокоскоростных механизмах возбуждаются колебания, искажающие воспроизводимые

кинематические функции движения звеньев. При этом фактические максимальные нагрузки, возникающие в механизмах, могут значительно превосходить номинальные, рассчитанные без учета колебаний. Особо опасными являются резонансные колебания, возникающие при совпадении собственных частот колебаний с частотами возмущающих сил.

Коррозионная стойкость.

Сопротивление металлов химическому или электрохимическому разрушению поверхностных слоев и коррозионной усталости. Определяется сроком службы в коррозионной среде. Средства борьбы – легирование, покрытия.

Точность.

Свойство машин работать в заданных пределах возможных отклонений параметров, например, размеров. Точность диктуется требуемой точностью рабочего процесса машины и нормальной работой механизмов. Влияет на скорость машин и их деталей.

Соблюдение рассмотренных критериев работоспособности (прочности, износостойкости, жесткости, теплостойкости и вибрационной устойчивости) обеспечивает надежность конструкции в течение установленного срока службы.

Условие прочности рассчитываемой детали машины выражается неравенствами: $\sigma \leq [\sigma], \tau \leq [\tau], s \geq [s]$.

Здесь σ – рабочее нормальное напряжение, возникающее в детали при действии эксплуатационных нагрузок; τ – рабочее касательное напряжение; $[\sigma], [\tau]$ – допускаемые напряжения.

(При растяжении, сжатии и изгибе расчет ведется по нормальным напряжениям, а при кручении – по касательным).

S – действительный коэффициент запаса прочности для рассчитываемой детали;

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Расчет по допускаемым напряжениям обычно выполняется как проектный для определения основных размеров детали. Расчет по коэффициентам запаса выполняется как уточненный (проверочный) расчет сконструированной детали, на основе ее рабочего чертежа, когда есть, возможность достаточно точно учесть все факторы, влияющие на прочность детали (концентрацию напряжений, масштабный фактор).

Допускаемые напряжения определяются, как $[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{S}$ или $[\tau] = \frac{\tau_{пред}}{S}$.

Здесь $\sigma_{пред}, \tau_{пред}$ соответственно предельное нормальное и предельное касательное напряжение, при достижении которых рассчитываемая деталь выходит из строя вследствие возникновения недопустимо большой остаточной деформации или вследствие разрушения.

Нагрузки на детали машин и возникающие в них напряжения могут быть постоянными и переменными во времени.

При расчетах на прочность при постоянных напряжениях в качестве $\sigma_{пред}, (\tau_{пред})$ принимают:

– для стальных деталей – предел текучести (σ_T, τ_T);

– для чугуновых деталей - предел прочности (временное сопротивление) σ_B (τ_B).

При переменных напряжениях в качестве $\sigma_{пред.}$ ($\tau_{пред.}$) принимают соответствующий предел выносливости (усталости) σ_R , (τ_R).

Переменные напряжения, возникающие в деталях машин, в большинстве случаев изменяются во времени периодически, например, по синусоидальному закону. Изобразим график изменения нормальных (касательных) напряжений. По оси абсцисс отложим время t , по оси ординат - величины напряжений σ (τ) (Рис.1.1).

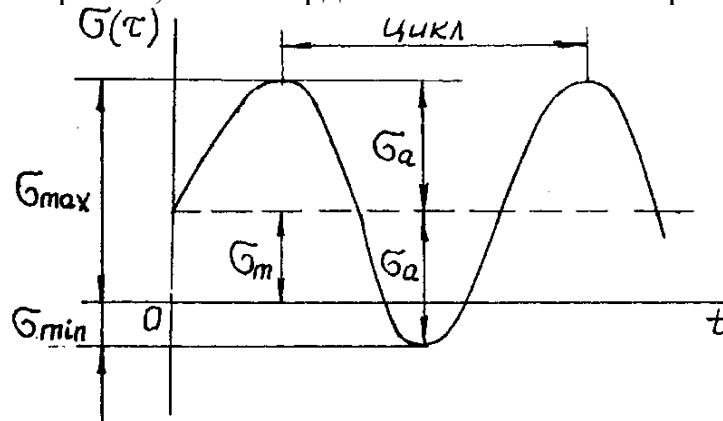


Рис.1.1.

Совокупность всех значений, принимаемых переменными напряжениями за один период их изменения наз. циклом напряжений. На рисунке обозначено:

σ_{max} – наибольшее напряжение цикла;

σ_{min} – наименьшее напряжение цикла;

σ_m – среднее напряжение цикла; $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$;

σ_a – амплитуда цикла; $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$.

Отношение наименьшего напряжения цикла к наибольшему, называется коэффициентом асимметрии цикла $R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$.

Если напряжения σ_{max} и σ_{min} равны по абсолютной величине, и противоположны по знаку, то цикл называется симметричным.

При симметричном цикле $\sigma_m = 0$, $R = -1$ и $\sigma_a = \sigma_{max}$.

Пределы выносливости (усталости) могут быть приближенно определены как $\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B$, $\tau_{-1} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_B$.

Если напряжения (σ_{max} и σ_{min} не равны по абсолютной величине, то цикл называется асимметричным.

Основы проектирования механизмов, стадии разработки

Современные методы расчета конструкций построены на основе анализа причин выхода из строя отдельных деталей и рабочих частей, уточнения влияния нагрузок на работу отдельных частей машин. Условия работы деталей машин часто бывают столь разнообразными, что их не всегда удастся проанализировать и облечь в форму точного расчета. Поэтому в деталях машин широко применяются расчеты по приближенным формулам и эмпирическим зависимостям.

Понятие о проектировании и конструировании. Основной задачей проектирования и конструирования машин и механизмов является разработка документации (чертежей, пояснительных записок, инструкций и др.), необходимой для изготовления, монтажа, испытания и эксплуатации создаваемой конструкции.

Термин проектирование обычно относится к разработке общих схем редукторов, установок. Конструирование включает дальнейшую детальную разработку всех вопросов, решение которых необходимо для воплощения принципиальной схемы в реальную конструкцию.

Документация, получаемая в результате проектирования и, в итоге, конструирования, носит единое наименование – проект.

В инженерной практике приняты две формы расчета – проектная и проверочная.

При проектном расчете определяют размеры детали по формулам, соответствующим главному критерию работоспособности (прочности, жесткости, износостойкости и др.). Проектные расчеты основаны на ряде допущений и выполняются как предварительные.

При проверочном расчете при помощи главного критерия работоспособности определяются фактические напряжения и коэффициенты запаса прочности детали и сравниваются с допускаемыми величинами, т. е. проверяется условие прочности.

Проверочный расчет является уточненным и производится, когда форма и размеры детали известны из проектного расчета или приняты конструктивно.

В процессе проектирования расчет и конструирование органически связаны. При этом многие размеры, необходимые для расчета, берутся конструктором из чертежа, а сам расчет приобретает в большинстве случаев форму проверочного для принятой или намечаемой конструкции.

Проверочный расчет применяется также для определения нормы нагрузки уже существующих конструкций.

При расчете деталей машин одним из ответственных этапов является выбор материалов. Правильно выбранный материал в значительной мере определяет качество деталей и машины в целом. Для изготовления деталей машин применяются самые различные металлические и неметаллические материалы.

К металлическим материалам относятся черные металлы (чугуны и стали), сплавы цветных металлов (бронзы, латуни, баббиты), легкие сплавы (алюминиевые и магниевые), биметаллы. Черные металлы являются основными машиностроительными материалами. Они сравнительно дешевы, обладают высокой прочностью. Сплавы цветных металлов дороги, но имеют высокие антифрикционные свойства, хорошо обрабатываются резанием. Легкие сплавы (силумин, дюралюминий и др.) имеют малую плотность и обладают хорошими литейными свойствами.

К неметаллическим материалам относятся пластмассы (текстолит, винипласт, древеснослоистые пластики), металлокерамические материалы, резина, графит. Обладая рядом ценных свойств, легкостью, прочностью, тепло- и электроизоляцией, стойкостью против действия агрессивных сред, фрикционностью или антифрикционностью, пластмассы находят в машиностроении все большее

распространение. Техничко-экономическая эффективность применения пластмасс в машиностроении определяется снижением веса машин и экономией металлов.

При выборе материалов для изготовления конкретных деталей необходимо учитывать следующие факторы:

- соответствие свойств материала главному критерию работоспособности детали (прочность, жесткость, износостойкость и др.);
- габаритные размеры, массу деталей и машины в целом;
- другие требования, связанные с назначением детали и условиями ее эксплуатации: противокоррозионная стойкость, фрикционные свойства, электроизоляционные свойства и т. д.;
- соответствие технологических свойств материала форме и намечаемому способу обработки детали (штампруемость, свариваемость, литейные свойства, обрабатываемость на станках);
- стоимость и дефицитность материала.

Тема 2. Механические передачи

Зубчатые передачи

Зубчатая передача - это трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательные или поступательные пары.

По расположению зубьев на колесах различают передачи:

- прямозубые,
- косозубые,
- шевронные
- передачи с круговым зубом (Рис.2.1).

По расположению осей валов различают передачи:

- цилиндрические (с параллельными осями),
- конические (с пересекающимися осями),
- а также винтовые и гипоидные (с перекрещивающимися осями).

По форме профиля зуба различают:

- эвольвентные;
- с циклоидальным профилем;
- круговые (зацепление Новикова) передачи. (Зацепление М.Л. Новикова, предложенное в 1954 году, считалось весьма перспективным, благодаря его высокой несущей способности. Однако в современном машиностроении имеет весьма ограниченное применение из-за сложности изготовления и монтажа).

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают внешнего и внутреннего зацепления.

Вид передачи

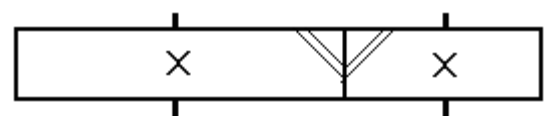
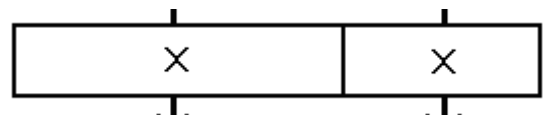


а) прямозубая



б) косозубая

Схематичное изображение по ГОСТ 2770-74



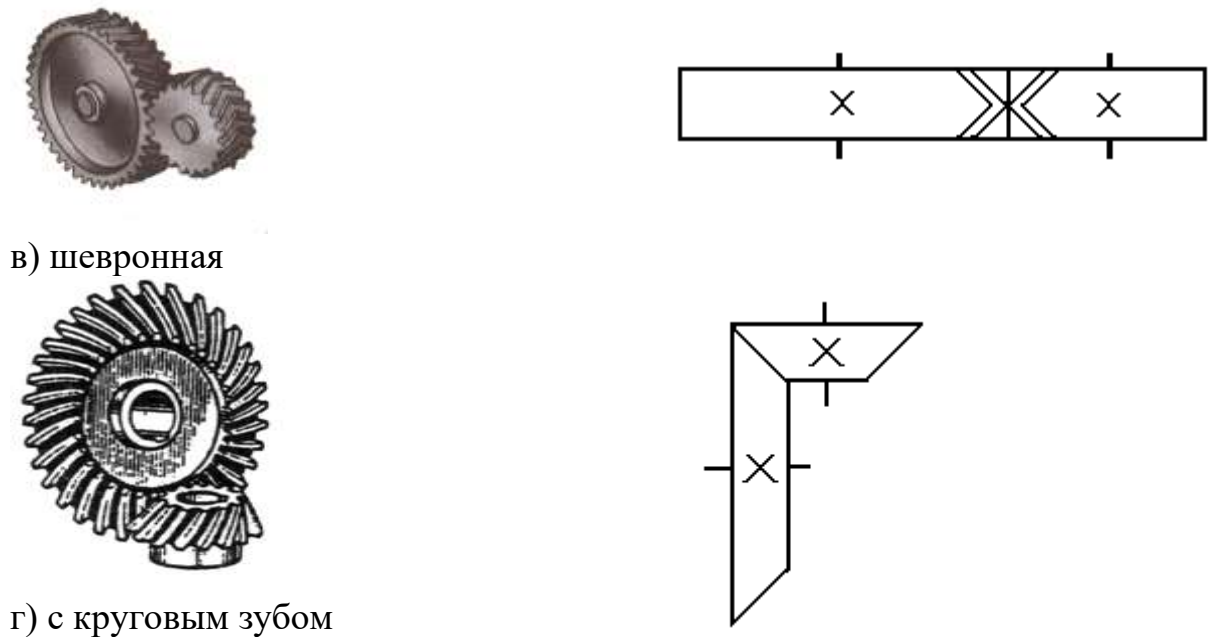


Рис.2.1. Классификация и схематичное обозначение зубчатых передач

Основные достоинства зубчатых передач:

- высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты;
- практически неограниченный срок службы;
- высокий КПД (до 0,97-0,98 в одной ступени);
- постоянство передаточного числа вследствие отсутствия проскальзывания;
- возможность применения в широком диапазоне скоростей, мощностей и передаточных чисел.

В качестве недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления и шум при работе на высоких скоростях. Отмеченные недостатки не снижают, однако, существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи имеют наиболее широкое распространение во всех отраслях машиностроения.

Все параметры, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач стандартизованы. Стандарты устанавливают также методы их расчета.

Меньшее из пары сцепляющихся зубчатых колес принято называть *шестерней*, а большее - *колесом*. Термин зубчатое колесо является общим, т.е. имеет отношение как к шестерне, так и к колесу.

Параметрам шестерни присваивают, как правило, индекс 1, а параметрам колеса 2.

Зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения двух окружностей определенного диаметра d_{w1} , d_{w2} . Эти окружности называются *начальными* и имеют смысл только для пары зубчатых колёс (рис. 2.2).

Для отдельно взятого колеса существует окружность, по которой обкатывается инструмент при нарезании зубчатого колеса. Она носит название *делительной*. У подавляющего большинства зубчатых передач диаметры делительных и начальных окружностей совпадают.

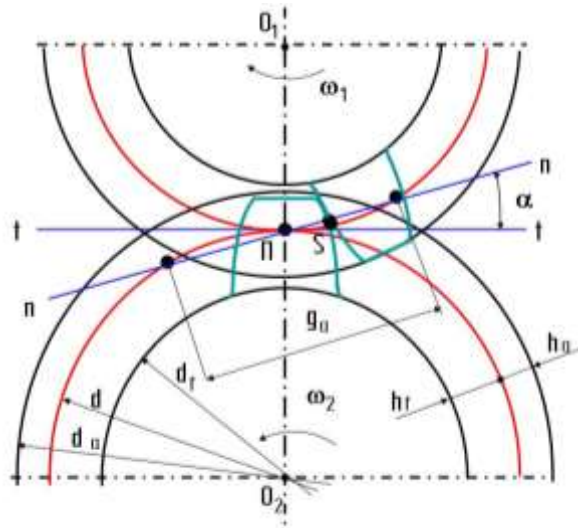


Рис.2.2. Зубчатое зацепление

t-t - общая касательная к начальным окружностям.

n-n - линия зацепления (общая нормаль, по которой перемещается точка зацепления S при вращении колес).

П - полюс зацепления (точка пересечения линии зацепления n-n с линией центров O_1O_2).

S - точка зацепления (точка касания профилей сопряженных зубьев шестерни и колеса).

α - угол зацепления (угол, образованный линией зацепления n-n и общей касательной t-t к начальным окружностям). Для некорригированных зубчатых передач $\alpha = 20^\circ$.

Элемент зуба, расположенный с внешней стороны делительной окружности называется головкой зуба h_a , а с внутренней — ножкой зуба h_f .

Расстояние между одноименными профилями двух соседних зубьев, измеренное по начальной окружности диаметра d_w называется начальным шагом p . Длина начальной окружности равна:

$$Zp = \pi d_w \longrightarrow d_w = z(p / \pi) \quad (2.1)$$

d_1, d_2 - диаметры делительных окружностей. В случае равенства $d_w = d$ выражение (1) преобразуется следующим образом:

$$d = Zp / \pi.$$

Так как π — число иррациональное, было введено обозначение $m = p / \pi$ - модуль зацепления (линейная величина в π раз меньшая шага p . Модуль принят в качестве основного параметра при расчетах и измерении зубчатых колес. Для пары сцепляющихся колес модуль должен быть одинаковым. Для ограничения количества зуборезного инструмента модули стандартизованы. Значение модулей стандартизованы в диапазоне от 0,05 до 100 мм). Основой для определения размеров зубчатой передачи является модуль m , который выбирается из стандартного ряда СТСЭВ 310-76.

I 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3;... 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5 и т. д.

II 0,14; 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; ит. д.

Первый ряд следует предпочитать второму. Z_1, Z_2 - число зубьев шестерни и колеса.

В зависимости от окружности по которой определен модуль различают делительный, основной, начальный. Для косозубых колес еще и нормальный, торцевой и осевой модули. В ряде стран используется величина обратная модулю, которая называется питчем. Питч (диаметральный) - число зубьев колеса, приходящееся на дюйм диаметра. Исходя из этого модуль можно определить, как число миллиметров делительного диаметра, приходящееся на один зуб.

Основные размеры цилиндрической прямозубой передачи без смещения:

h_a - высота головки зуба; $h_{a1} = h_{a2} = m$;

h_f - высота ножки зуба; $h_{f1} = h_{f2} = 1,25m$;

h - высота зуба; $h = h_f + h_a = 2,25m$.

Делительный диаметр

$$d_1 = mZ_1, d_2 = mZ_2; \quad (2.2)$$

d_{a1}, d_{a2} - диаметры вершин зубьев шестерни и колеса,

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m(Z_1 + 2); d_{a2} = d_2 + 2m = m(Z_2 + 2); \quad (2.3)$$

диаметры впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = m(Z_1 - 2,5); d_{f2} = d_2 - 2,5m = m(Z_2 - 2,5). \quad (2.4)$$

a - межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} \quad (2.5)$$

Знак (+) относится к наружному зацеплению, знак (-) - к внутреннему.

Червячные передачи

Червячная передача – это механизм для передачи вращения зацеплением с непосредственным контактом витков червяка и зубьев червячного колеса (рис. 2.3). Червяк 1 – это винт с трапецидальной или близкой к ней по форме резьбой. Червячное колесо 2 является косозубым зубчатым колесом с зубьями особой дуговой формы. Такая форма зубьев обеспечивает увеличение длины и прочности зубьев на изгиб.

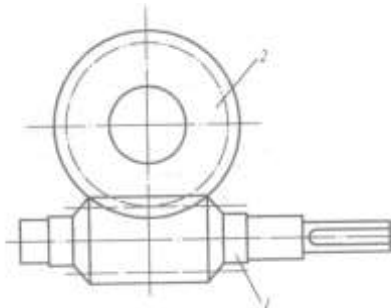


Рис.2.3. Червячная передача

Червячные передачи применяют при необходимости передачи движения между перекрещивающимися (как правило, взаимноперпендикулярными) валами. При вращении червяка его витки плавно входят в зацепление с зубьями колеса и

приводят его во вращение. Передачи используют в станках, автомобилях, подъемно-транспортных и других машинах.

Достоинства червячных передач: 1) возможность получения большого передаточного числа в одной ступени; 2) плавность и малошумность работы; 3) повышенная кинематическая точность; 4) Возможность самоторможения.

Недостатки червячных передач: 1) низкий КПД; 2) необходимость изготовления зубьев колеса из дорогих антифрикционных материалов; 3) повышенные требования к точности сборки, необходимость регулировки; 4) необходимость специальных мер по интенсификации теплоотвода.

По форме тела червяки разделяют на *цилиндрические, глобоидные и торoidные*. Наибольшее применение находят цилиндрические червяки как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность.

Профиль витков червяка можно варьировать, так как червячные колеса изготавливают инструментом, являющимся аналогом червяка. По форме боковой поверхности витка червяки подразделяют на *архимедовы* (обозначение *ZA*), *конволютные* (*ZN*), *эвольвентные* (*ZJ*), *нелинейчатые с поверхностью, образованной конусом* (*ZK*), и *с вогнутым профилем витка* (*ZT*).

Причины выхода из строя червячных передач (в порядке убывания частоты проявления отказов).

1. *Износ* зубьев колеса ограничивает срок службы большинства передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязненном смазочном материале, при неточном монтаже зацепления, при повышенной шероховатости рабочей поверхности червяка.

2. *Заедание* при твердых материалах колес происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами колеса, приварившимися к червяку. В случае применения мягких материалов колес заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос («намазывание») материала колеса на рабочую поверхность червяка.

3. *Усталостное выкрашивание* наблюдается только на поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов, стойких к заеданию.

4. *Пластическая деформация* рабочих поверхностей зубьев колеса возникает при действии больших перегрузок.

5. *Усталостная поломка* зубьев колеса происходит в результате значительного их износа.

Усталостная поломка витков или тела червяка и усталостный разрыв венца колеса по впадине зуба возникают редко.

Материалы червяка делят на группы: 1) нетермообрабатываемые, 2) улучшаемые, 3) поверхностно-закаливаемые, 4) цементируемые под закалку, 5) подверженные азотированию и хромированию. Наиболее применяемый материал — сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56...63HRC₃. Используют также стали 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной закалкой до

твердости 45...55HRC₃. Во всех этих случаях необходимы шлифование и полирование червяка.

Червячное колесо обычно выполняют составным: венец — из антифрикционных, относительно дорогих и малопрочных материалов; центр — из стали; при небольших нагрузках — из чугуна. Материалы венцов червячных колес разделяют на группы (в порядке снижения сопротивляемости заеданию и усиленному износу): 1) оловянистые бронзы (БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, БрО5Ц5С6 и др.); 2) безоловянистые бронзы и латуни (БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4Л, ЛАЖМц66-6-3-2 и др.); 3) чугуны (СЧ15, СЧ20 и др.). Чем выше содержание олова в бронзе, тем она дороже, но тем выше сопротивление заеданию.

Ременные передачи

Ременная передача (рис. 2.4) состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и надетого на них ремня 3. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов. Основное назначение — передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения.

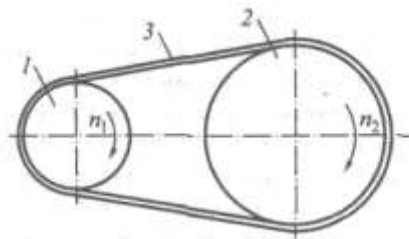


Рис.2.4 Схема ременной передачи

По принципу работы различаются передачи трением (большинство передач) и зацеплением (зубчато-ременные). Передачи зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличаются от передач трением.

Ремни передач трением по форме поперечного сечения подразделяют на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые, квадратные.

Условием работы ременных передач трением является наличие натяжения ремня, которое можно осуществить следующими способами: 1) предварительным упругим растяжением ремня; 2) перемещением одного из шкивов относительно другого; 3) натяжным роликом; 4) автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от передаваемой нагрузки.

При первом способе натяжение назначается по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку ремня, при втором и третьем способах запас на вытяжку выбирают меньше, при четвертом — натяжение изменяется автоматически в зависимости от нагрузки, что обеспечивает наилучшие условия для работы ремня.

Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают

динамические нагрузки, что ограничивает скорость ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Достоинства ременных передач трением: 1) возможность передачи движения на значительные расстояния; 2) возможность работы с высокими скоростями; 3) плавность и малощумность работы; 4) предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов; 5) защита от перегрузки в результате проскальзывания ремня по шкиву; 6) простота конструкции, отсутствие необходимости смазочной системы; 7) малая стоимость.

Недостатки: 1) значительные габаритные размеры;

2) значительные силы, действующие на валы и опоры;

3) непостоянство передаточного отношения; 4) малый срок службы ремней в быстроходных передачах; 5) необходимость защиты ремня от попадания масла.

Зубчато-ременная передача

Зубчатые ремни выполняют бесконечными плоскими с выступами на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. *Достоинства* передач: относительно малые габариты, постоянство передаточного числа, высокий КПД, малые силы, действующие на валы. Их применяют при высоких скоростях (до 50 м/с), передаточных числах до 12, мощностях до 100 кВт. Недостаток – привод не защищен от перегрузок за счет проскальзывания ремня.

Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жесткостью.

Конструкцию ремней отличает наличие высокопрочного несущего слоя, расположенного вблизи нейтральной линии сечения. Повышенный коэффициент трения обеспечивается пропиткой ремня или применением обкладок.

Плоские ремни (рис. 2.5, а). Отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине. Наиболее перспективны синтетические ремни ввиду их высокой прочности и долговечности. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя — полиамид или каучук.



Рис. 2.5. - Сечения ремней

Синтетические ремни изготавливают бесконечными и используют, как правило, при скорости более 30 м/с. При меньших скоростях могут использоваться конечные прорезиненные или бесконечные кордшнуровые и кордтканевые ремни. Прорезиненные ремни состоят из тканевого каркаса, имеющего от трех до шести слоев и наружных резиновых обкладок. Кордшнуровые ремни состоят из несущего слоя, содержащего один ряд синтетического кордшнура, связующей резины и тканевых обкладок. Кордтканевые ремни имеют несущий слой из двух слоев обрезиненной вискозной ткани.

Клиновые ремни (рис. 2.5, б). Имеют трапецевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Сила трения:

$$F_{\text{тр}} = 2dF_n f. \quad (2.6)$$

Клиновые ремни при том же натяжении обеспечивают примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими. Из-за большой высоты сечения в клиновых ремнях возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня. Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов) и различных по площади сечений.

Современными стандартами предусматривается сравнительно небольшое число сечений клиновых и поликлиновых ремней. Так имеется (в порядке возрастания их размеров) шесть нормальных сечений (Z, A, B, C, D, E) и четыре узких сечения клиновых ремней, а также три сечения (K, L, M) поликлиновых ремней.

Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5-2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения. В настоящее время применение узких ремней становятся преобладающим. Ремни выпускают различными по площади поперечного сечения и используют по несколько в одном комплекте. Это позволяет уменьшить диаметральные размеры передачи. Число ремней в комплекте обычно от двух до восьми и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

Поликлиновые ремни (см. рис. 2.5, в). Представляют собой бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Клиновые и поликлиновые ремни выпускаются прорезиненными с несущим слоем из синтетических шнуров. Для шнуров корда применяют полиамидные и полиэфирные волокна, для передач с особо высокой нагрузкой – кевлар. Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность, практически не вытягиваются (модуль упругости при растяжении $E = 2500$ МПа в отличие от $E = 300..600$ МПа для корда из других волокон). Выпускаются также кордтканевые клиновые ремни с несколькими слоями ткани, они имеют меньший модуль упругости и лучше работают при ударной нагрузке.

Фрикционные передачи

Передачи, работа которых основана на использовании сил трения, возникающих между рабочими поверхностями двух прижатых друг к другу тел вращения, называют фрикционными передачами.

Для нормальной работы передачи необходимо, чтобы сила трения $F_{\text{тр}}$ была больше окружной силы F_t , определяющей заданный вращающий момент:

$$F_t < F_{тр}. \quad (2.7)$$

Сила трения:

$$F_{тр} = F_n f, \quad (2.8)$$

где F_n – сила прижатия катков; f – коэффициент трения.

Нарушение условия (2.7) приводит к буксованию и быстрому износу катков.

В зависимости от назначения фрикционные передачи можно разделить на две основные группы: передачи с нерегулируемым передаточным отношением (рис. 2.6); регулируемые передачи, называемые вариаторами, позволяющими плавно (бесступенчато) изменять передаточное отношение (рис. 2.7).

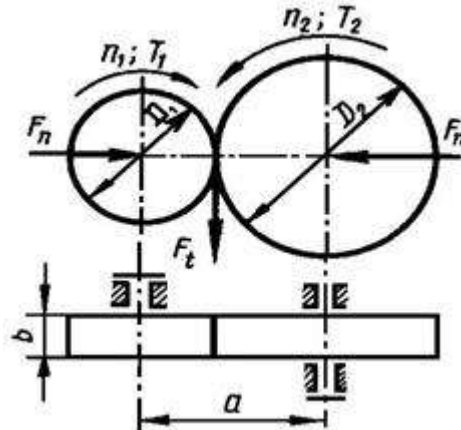


Рис. 2.6. Схема фрикционной передачи.

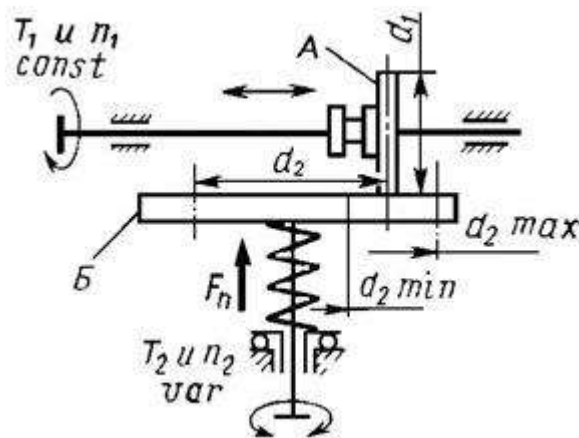


Рис. 2.7. Схема вариатора.

Различают передачи с параллельными и пересекающимися осями валов; с цилиндрической, конической, шаровой или торовой поверхностью рабочих катков; с постоянным или автоматически регулируемым прижатием катков, с промежуточным фрикционным элементом или без него и т.д.

Схема простейшей нерегулируемой передачи изображена на рис. 2.6. Она состоит из двух катков с гладкой цилиндрической поверхностью, закрепленных на параллельных валах.

У лобового вариатора (рис. 2.7) ведущий каток А может перемещаться вдоль своей оси. При этом передаточное отношение плавно изменяется в соответствии с

изменением рабочего диаметра d_2 ведомого диска Б. При переходе катка А на левую сторону направление вращения диска Б изменяется – вариатор обладает свойством реверсивности.

Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением применяют сравнительно редко. Их область ограничивается преимущественно кинематическими цепями приборов, от которых требуется плавность движения, бесшумность работы, безударное включение на ходу и т.п.

Фрикционные вариаторы применяют достаточно широко для обеспечения бесступенчатого регулирования скорости в станкостроении, текстильных, бумагоделательных и других машинах и приборах. В авиастроении фрикционные передачи не применяются. Диапазон передаваемых мощностей обычно находится в пределах до 10 кВт, так как при больших мощностях трудно обеспечить необходимое усилие прижатия катков.

Существует два вида прижатия катков: с постоянной силой, которую определяют по максимальной нагрузке передачи; с регулируемой силой, которая автоматически изменяется с изменением нагрузки. Лучшие показатели получают при саморегулируемом прижатии.

Способ прижатия катков оказывает большое влияние на качественные характеристики передачи: КПД, постоянство передаточного отношения, контактную прочность и износ катков.

Цепные передачи

Цепная передача – это механизм, состоящий из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек и охватывающей их цепи 3 (рис. 2.8). В состав передачи также часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения. Возможно применение нескольких ведомых звездочек. Цепь состоит из соединенных шарнирно звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи.

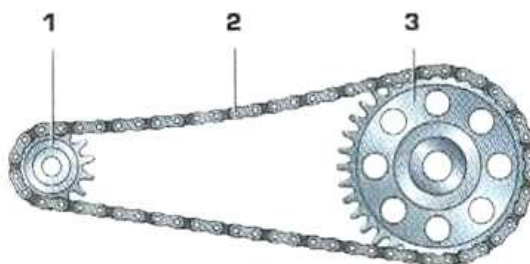


Рис. 2.8. Схема цепной передачи

Достоинства цепных передач: 1) возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний; 2) меньшие, чем у ременных передач, габариты; 3) отсутствие проскальзывания; 4) высокий КПД; 5) относительно малые силы, действующие на валы; 6) возможность передачи движения нескольким звездочкам; 7) возможность легкой замены цепи.

Недостатки цепных передач: 1) неизбежность износа шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения; 2) непостоянство скорости движения

цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек; 3) необходимость более точной установки валов, чем для клиноременной передачи; 4) необходимость смазывания и регулировки.

Цепи по назначению подразделяют на три группы: 1) грузовые – для закрепления грузов; 2) тяговые – для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.); 3) приводные – для передачи движения.

Звездочка – элемент передачи, передающий крутящий момент. В передаче различают ведомую и ведущую звездочки.

Число зубьев звездочек ограничивается износом шарниров, динамическими нагрузками и шумом передачи. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен $360^\circ/z$.

Минимальное число зубьев малой звездочки для силовых передач общего назначения выбирают по эмпирической зависимости

$$z_{lmin}=29-2u \quad (2.9)$$

При низких частотах вращения z_{lmin} может быть уменьшено до 13. Для высокоскоростных передач с $v > 20 \text{ м/с}$ принимают $z_{lmin} \geq 35$.

Число зубьев большой (ведомой) звездочки

$$Z_2 = z_1 u \quad (2.10)$$

По мере износа шаг цепи увеличивается и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр, что может привести в конечном счете к выходу цепи из зацепления со звездочкой. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки. Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки

$$z_{2max}=120 \quad (2.11)$$

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек. По этой же причине желательно выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничиваются силой удара в зацеплении, износом шарниров и шумом передачи. Скорость цепи обычно составляет около 15 м/с, но в передачах высокого качества при эффективном смазывании достигает 35 м/с.

Оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50)t, \quad (2.12)$$

где t – шаг цепи.

При $a < 30P$ наблюдается ускоренный износ шарниров цепи в связи с повышенной частотой входа каждого шарнира в зацепление. При $a > 50P$ даже небольшой износ каждого шарнира вызывает значительное удлинение цепи, что приводит к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек. Обычно межосевое расстояние ограничивают величиной $a_{max} = 80t$.

Передачи винт-гайка

Передачи винт-гайка предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. В этих передачах используют пары винт-гайка скольжения (рис.2.9, а) или качения (рис.2.9, б).

Достоинствами передач винт—гайка являются большой выигрыш в силе, высокая точность перемещений, малая металлоемкость, что позволяет широко использовать их в грузоподъемных механизмах, например, в винтовых домкратах, в механизмах подачи станков и приводах роботов, а также измерительных и регулировочных механизмах.

К недостаткам следует отнести низкий КПД в передачах скольжения и сложность изготовления в передачах качения.

Передачи скольжения сохранили широкое применение вследствие простоты конструкции и отработанной технологии получения резьбы. В целях повышения КПД в передачах винт-гайка скольжения используют резьбы, имеющие пониженный приведенный коэффициент трения. К ним относятся трапецидальные и упорные резьбы (рис.2.10) с углами рабочего профиля соответственно 15° и 3° .

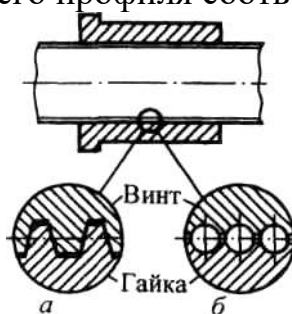


Рис.2.9 Передача винт-гайка: а — скольжения; б — качения



Рис.2.10 Виды сечений витка резьбы.

Трапецидальную резьбу в основном диапазоне диаметров выполняют мелкой, средней и крупной. Основное применение находит средняя резьба. Упорные резьбы применяют при действии на передачу большой односторонней нагрузки, например, в прессах или нажимных устройствах прокатных станов.

Пара винт-гайка должна обладать высокой износостойкостью и сопротивляемостью к заеданию. Поэтому обычно используют стальные винты в сочетании с бронзовыми, реже чугунными гайками.

Для винтов обычно применяют конструкционные улучшенные стали, например, сталь 45 или сталь 50; если при изготовлении винтов предусматривают закалку (с последующей шлифовкой), то предпочтительными являются стали 65Г и 40Х. В целях уменьшения коробления (искажения размеров) вместо закалки применяют азотирование; в этом случае используют стали типа 40ХФА, 18ХГТ и

др. При азотировании достигается наибольшая твердость поверхности, что обеспечивает повышенную износостойкость передачи.

Гайки выполняют из оловянистых бронз, например, БрО10Ф1, в менее ответственных конструкциях из безоловянистого сплава ЦАМ 10-5, а при малых скоростях и нагрузках используют антифрикционный чугун.

Тема 3. Валы, оси, их опоры и муфты

Валы и оси: конструкция

Вращающиеся или качающиеся детали механизмов устанавливают на валах или осях, которые центрируют эти детали относительно оси вращения или качения.

Вал поддерживает сидящие на нем детали и передает крутящий момент. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях - дополнительно растяжение и сжатие (вал, на котором сидит червячное колесо).

Ось только поддерживает видящие на ней детали. В отличие от вала оно не передает крутящий момент. Ось испытывает в основном изгиб, иногда — изгиб и сжатие. Оси бывают вращающиеся и неподвижные. Валы - всегда вращающиеся.

1. По форме геометрической оси бывают:

- а) прямые (фасонные) (рис.3.1 а, б);
- б) коленчатые (рис.3.1 в);
- в) гибкие (рис.3.1 г).

2. По конструкции прямые валы и оси бывают:

- а) гладкие (рис.3.1 а);
- б) ступенчатые (рис.3.1 б).

3. По типу сечения валы и оси бывают:

- а) сплошные;
- б) полые.

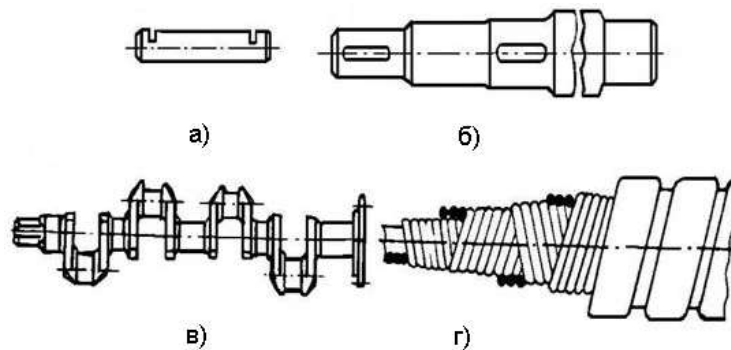


Рис.3.1. Конструкции валов: а) гладкий; б) ступенчатый; в) коленчатый; г) гибкий.

Форма валов и осей разнообразна и зависит от выполняемых ими функций. Иногда, валы изготавливаются совместно с другими деталями, например, шестернями, кривошипами, эксцентриками.

Гибкие валы изготавливаются многослойной навивкой стальной пружинной проволоки на тонкий центральный стержень. Они сохраняют достаточную гибкость лишь при небольших диаметрах, так как при увеличении диаметра момент инерции сечения, а, следовательно, и жесткость резко возрастают, поэтому при всех положительных качествах и удобстве привода, такие валы не могут передавать сколько-нибудь значительной мощности и имеют сравнительно узкое применение.

В качестве материалов для валов применяются среднеуглеродистые стали типа Ст. 40, Ст. 45, Ст. 50, Ст. 40Х, Ст. 40ХН и др., обычно с термообработкой до средней твердости. Шейки валов, работающие на трение в подшипниках скольжения, должны иметь более твердую поверхность ($HRC=50-60$), что может быть достигнуто применением закалки ТВЧ или цементации и закалки.

Характерной особенностью валов является то, что они работают при циклическом изгибе наиболее опасного симметричного цикла, который возникает вследствие того, что вал, вращаясь, поворачивается к действующим изгибающим нагрузкам то одной, то другой стороной. При разработке конструкции вала должно быть обращено самое пристальное внимание на выбор правильной его формы, чтобы избежать концентрации напряжений в местах переходов, причиной которых могут быть усталостные разрушения. С этой целью следует избегать:

- а) резких переходов сечений;
- б) канавок и малых радиусов скруглений;
- в) некруглых отверстий;
- г) грубой обработки поверхности.

Для оценки правильного выбора геометрической формы вала пользуются гидравлической аналогией, которая гласит: «Если контур детали представить как трубу, в которой движется жидкость, то там, где поток турбулентный, возникнет концентрация напряжений».

Вал устанавливается на опоры.

Опоры – это устройства, поддерживающие валы и оси в заданном положении.

Цапфа – это часть вала или оси, охватываемая опорой. Они делятся на: шипы, шейки и пяты (рис. 3.2).

Шип – это цапфа, расположенная на конце вала.

Шейка – это цапфа, расположенная в средней части вала или оси.

Форма шипов и шеек может быть цилиндрической, конической и сферической. При действии осевых нагрузок цапфы называются пятами.

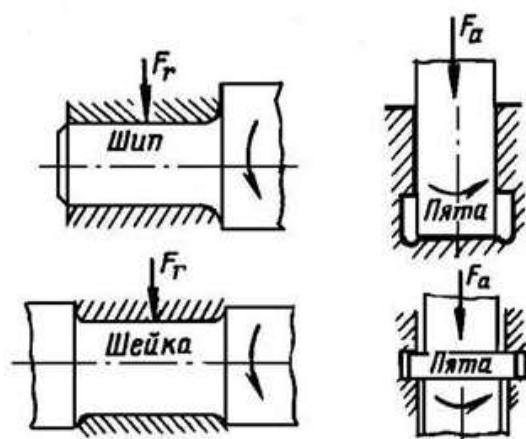


Рис.3.2. Конструктивные элементы вала.

Для удобства сборки и равнопрочности валы изготавливают ступенчатыми, с круглым поперечным сечением. Переход от одного диаметра ступени к другому выполняется по радиусу (галтель); для облегчения шлифования вместо галтели

делают кольцевую проточку, однако следует учитывать, что галтель и проточка-концентраторы напряжений, и надо стремиться к минимизации их числа.

К конструкции валов предъявляют следующие основные технические требования.

- 1) обеспечение соосности посадочных мест;
- 2) отсутствие некруглости, конусности и огранки у цилиндрических участков;
- 3) перпендикулярность опорных торцов;
- 4) необходимое качество поверхности, характеризующее ее шероховатостью;

Соосность посадочных мест обеспечивается указанием допуска по СТСЭВ 636-76. Допуски на размеры и классы шероховатости на посадочные поверхности определяются выбранным качеством посадки. Для деталей, требующих точного проектирования на валу применяют переходные посадки, но 7 и 8 качеству. При этом передачу крутящего момента с вала на посаженную на него деталь осуществляют с помощью различных соединений (штифтовых, шпоночных, шлицевых). В малогабаритных редукторах производят фиксацию деталей штифтом, стопорным винтом, а также с помощью неподвижных насадок.

На рабочем чертеже вала указывают шероховатость поверхности, вид покрытия и термической обработки, величины радиальных и торцевых биений посадочных поверхностей, при наличии зубьев приводят зуборезную таблицу в соответствии с ГОСТом. Кроме того, на чертеже указывают основные технические требования.

Пример:

- 1) Поверхность зуба азотировать на глубину 0,05 ... 0,1 мм,
- 2) твердость азотированной поверхности HRC 'г 56. остальных HB= 310 ... 340.
- 3) Поверхности, обозначенные X, не азотировать.
- 4) Рабочую поверхность зуба притереть.
- 5) Неуказанные предельные отклонения размеров, отверстий - по Н12, валов h12, остальных $\pm IT 14/2$.

Подшипники качения, выбор и расчет на прочность

Подшипники качения - это опоры вращающихся или качающихся деталей, в которых элементами качения служат шарики или ролики 2 (рис. 3.3), установленные между наружным 1 и внутренним 5 кольцами и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга обоймой 3, называемой сепаратором. В процессе работы одно из колец подшипника как правило неподвижно, а тела качения катятся по желобам колец - дорожкам качения 4. В некоторых типах подшипников одно или оба кольца могут отсутствовать для уменьшения диаметральных размеров (в них тела качения опираются непосредственно на поверхность вала или корпуса). Ряд подшипников качения выпускается с уплотнениями. В некоторых подшипниках качения может отсутствовать сепаратор. Посадочные поверхности внутреннего и наружного кольца как правило гладкие цилиндрические, но имеются разновидности колец с буртиками, с канавками, с цилиндрическими или сферическими выемками, с отверстиями для подвода смазки, с конической расточкой, с эксцентриситетом

посадочной поверхности и поверхности беговой дорожки, с внутренним кольцом на разжимной втулке и т. п.

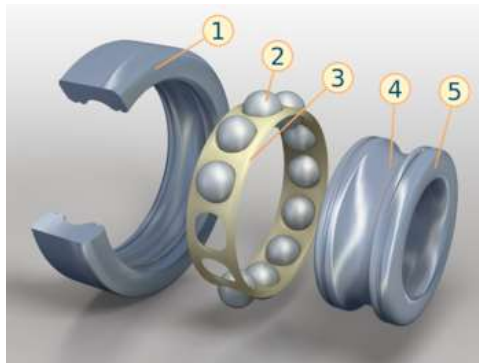


Рис. 3.3. Шариковый радиальный однорядный подшипник

Типы и конструктивные особенности подшипников качения приведены в ГОСТ 3395-89, а также в нормалях подшипниковых заводов.

Достоинства подшипников качения:

- сравнительно небольшая стоимость вследствие массового производства;
- малые потери на трение и незначительный нагрев в процессе работы;
- малые осевые размеры;
- простота монтажа;
- высокая степень взаимозаменяемости.

Недостатки подшипников:

- большие радиальные размеры;
- высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;
- шум, уменьшение долговечности при повышении частоты вращения.

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам.

По форме тел качения: шариковые и роликовые, причём последние могут быть цилиндрическими, коническими, игольчатыми, бочкообразными и витыми.

По направлению воспринимаемой нагрузки: радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.

По числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные, трёхрядные, четырёхрядные и многорядные.

По способности самоустанавливаться: несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические, допускающие угол перекоса внутреннего и наружного колец до 2-30°).

По габаритным размерам: на серии (для каждого подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся несущей способностью подшипника, т. е. размерами колец и тел качения). В зависимости от размера наружного диаметра подшипника и ширины, серии подразделяются на сверхлёгкие (рис. 3.4, поз.1), лёгкие (рис. 3.4, поз.2), средние (рис. 3.4, поз.3), тяжёлые (рис. 3.4, поз.4), лёгкие широкие (рис. 3.4, поз.5) и средние широкие (рис. 3.4, поз.6).

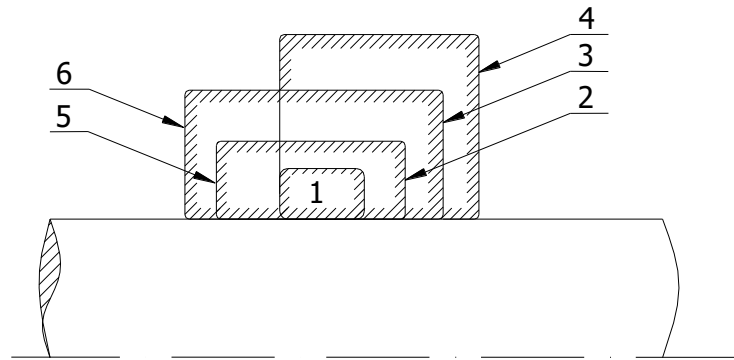


Рис. 3.4. Относительные размеры серий подшипников

1. Шариковый радиальный (рис. 3.5.1) - самый массовый, распространенный и дешевый тип. Воспринимает радиальные и небольшие осевые нагрузки (до 70% от неиспользованной радиальной). Применять следует везде, где это возможно.

2. Шариковый сферический (рис. 3.5.2) - самоустанавливающийся тип. Воспринимает радиальные и незначительные осевые нагрузки (до 20% от неиспользованной радиальной). Применяется там, где оси опор смежны или при гибких длинных валах, имеющих большой прогиб.

3. Шариковый радиально-упорный (рис. 3.5.3). Воспринимает радиальные и значительные осевые нагрузки. Имеет глубокие канавки; разъемный - устанавливается попарно. Применяется там, где осевые нагрузки сравнительно велики.

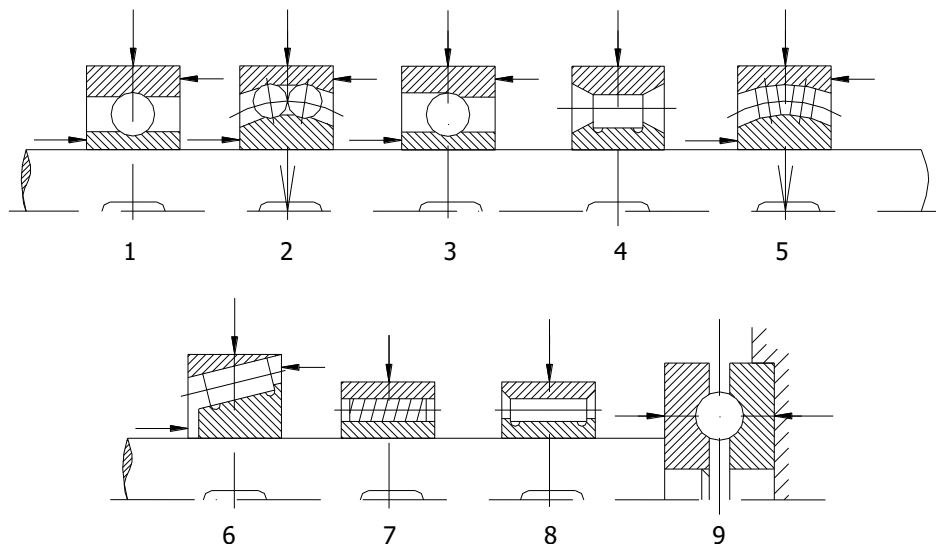


Рис. 3.5. Типы подшипников качения.

4. Роликовый цилиндрический (рис. 3.5.4) - воспринимает только радиальные, но, благодаря линейному контакту, большие по величине нагрузки. Применяется там, где нет осевых нагрузок.

5. Роликовый сферический (рис. 3.5.5) - воспринимает очень большие радиальные и довольно большие осевые нагрузки. Самоустанавливающийся тип. Применяется там же, где тип (2), но при больших нагрузках.

6. Роликовый конический (рис. 3.5.6) - воспринимает большие радиальные и большие осевые нагрузки, универсальный, разъемный тип подшипника. Рекомендуются, в частности, для конических зубчатых передач. Устанавливается попарно, при износе регулируется осевой зазор, для чего под фланцами крышек предусматривается набор регулировочных прокладок или устанавливаются регулировочные гайки.

7. Роликовый с витыми роликами (тип ХАЯТ) (рис. 3.5.7) - воспринимает только радиальные нагрузки, хорошо сопротивляется удару благодаря упругим роликам, изготовленным из плотно навитой проволоки прямоугольного сечения. Не обладает высокой точностью, поэтому применяется для тихоходных валов грубой центровки.

8. Игольчатой - воспринимает только радиальные нагрузки (рис. 3.5.8). Отличается очень малыми радиальными габаритами, может работать без одной обоймы или вообще без обойм, не имеет сепаратора, иголки укладываются вплотную одна к другой. Предельное число оборотов меньше, чем у других подшипников.

9. Шариковый упорный (рис. 3.5.9) - воспринимает только осевые нагрузки. Устанавливается в паре с другим подшипником, воспринимающим радиальную нагрузку.

Обоймы (кольца) подшипников и тела качения изготавливаются из высокохромистой и высокоуглеродистой стали типа ШХ-15 с закалкой до весьма высокой твердости $HRC = 50-66$. Сталь этого типа после закалки приобретает очень высокие механические свойства, не становясь при этом хрупкой.

Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

0, 6, 5, 4, 2, Т - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

0, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников;

0, 6X, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников - 8 и 7 ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неответственных узлах.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей подшипников. В общем машиностроении обычно применяют классы точности 0, 6, и 5. Следует иметь в виду, что стоимость одного и того же подшипника класса точности 0 и класса точности 2 отличается в 10 раз.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации установлены три категории подшипников - А, В, С.

К категории А относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т с одним из дополнительных требований по повышенным нормам уровня вибрации, волнистости и отклонению от круглости поверхностей качения, моменту трения, углу контакта, радиальному биению, осевому биению и их совместному значению.

К категории В относятся подшипники классов точности 0, 6X, 6, 5 с одним из дополнительных требований, аналогичных категории А.

К категории С относятся подшипники классов точности 7, 8, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и другие требования по категориям А и В.

Тема 4. Соединения деталей машин

Под термином «соединение» в машиностроении понимают неподвижные связи деталей, составляющих машину. Различают разъемные и неразъемные соединения.

Разъемные соединения допускают их разборку без разрушения соединяющих или соединяемых элементов. К ним относятся резьбовые, штифтовые, клиновые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

Неразъемные соединения можно разобрать только после частичного или полного разрушения деталей. К этой группе соединений относятся: заклепочные, сварные, прессовые (с натягом), паяные и клеевые соединения. Применение неразъемных соединений обусловлено, в основном, технологическими и экономическими требованиями. Прессовые соединения отнесены к группе неразъемных условно, так как они позволяют производить повторную сборку и разборку, однако с применением значительных усилий и частичным повреждением сопрягаемых поверхностей деталей.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является статическая и усталостная прочность. При этом необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами.

Заклепочные соединения: конструкция и расчеты соединений на прочность

Заклепочное соединение - это неразъемное соединение деталей, осуществляемое заклепками. В современном машиностроении заклепочные соединения вытесняются сваркой как более простым и дешевым видом неразъемного соединения. Область практического применения заклепочных соединений ограничивается соединениями деталей из несвариваемых материалов, соединениями, в которых недопустим нагрев деталей вследствие их коробления или изменения физико-механических свойств, соединениями, воспринимающими большие ударные и вибрационные нагрузки (например, в самолетостроении), а также особо ответственными соединениями, например, в фермах железнодорожных мостов, пожарно-спасательном, подъемно-транспортном оборудовании большой грузоподъемности и т.п. Схема образования заклепочного соединения представлена на рис.4.1.

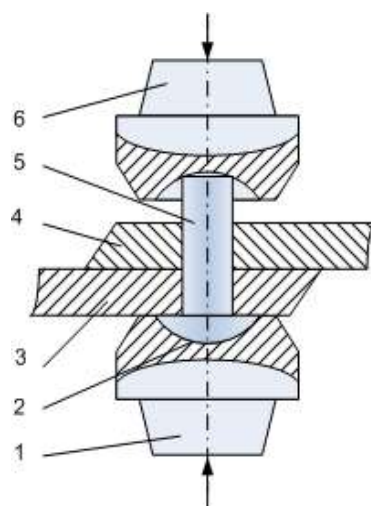


Рис. 4.1. Образование заклепочного шва:

1 - поддержка; 2 - закладная головка; 3,4 – соединяемые детали;
5 - замыкающая головка; 6 – обжимка

Для образования замыкающей головки выступающий конец заклепки (рис. 4.1) должен выходить из отверстия детали на длину $l_0 \approx 1,5d_0$.

Клепку производят на клепальных машинах (прессах) или вручную (пневматическими молотками). Стальные заклепки диаметром до 10 мм можно ставить холодным способом, то же относится к заклепкам из цветных металлов и сплавов. При горячем способе стальные заклепки нагревают до светло-красного каления. Этот способ обеспечивает более высокое качество заклепочного шва, так как заклепки укорачиваются при остывании и стягивают детали, создавая на стыке их поверхностей большие силы трения, препятствующие относительному сдвигу деталей при действии нагрузки.

Достоинства:

1. Высокая надежность соединения.
2. Удобство и надежность контроля качества шва.
3. Хорошая сопротивляемость вибрационным и ударным нагрузкам.

Недостатки:

1. Высокая стоимость, так как процесс получения заклепочного шва состоит из большого числа операций (разметка, продавливание или сверление отверстий, нагрев заклепок, их закладка, клепка) и требует применения дорогостоящего оборудования (прессы, клепальные машины).

2. Большой расход материала, так как из-за ослабления деталей отверстиями под заклепки требуется увеличение площади сечений. Кроме того, необходимость применения накладок и прочих дополнительных элементов также приводит к увеличению расхода материала.

Заклепки изготовляют из стали (ст.2, ст.3), меди, латуни, алюминия, цветных сплавов и других материалов. Материал заклепок должен обладать пластичностью и не принимать закалки. При выборе материала для заклепок необходимо также стремиться к тому, чтобы соединяемые детали и заклепки имели

близкие друг к другу коэффициенты линейного расширения и не образовывали гальванические пары, разрушающие соединение.

Расчет заклепочных швов

Детали, соединяемые заклепками, в большинстве случаев находятся под действием сил F , стремящихся сдвинуть одну деталь относительно другой.

На основные размеры заклепочных соединений (диаметр заклепки d , шаг заклепок t и др.) разработаны нормы в зависимости от толщины листов δ или размеров прокатного профиля. Так, диаметр заклепки $d \approx (1,8...2)\delta$, шаг шва $t = (3 \div 6)d$.

После выбора размеров заклепочного шва заклепки проверяют на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi d^2 i z} \leq [\tau]_{cp}, \quad (4.1)$$

а соединение на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{\delta d z} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (4.2)$$

где τ , $[\tau]_{cp}$, σ , $[\sigma]_{cm}$ - соответственно расчетное и допустимое напряжения на срез и на смятие;

$[\tau]_{cp}$ определяют по материалу заклепок;

$[\sigma]_{cm}$ определяют по более слабому материалу заклепки или детали;

z - число заклепок;

i - число плоскостей среза заклепок;

d - диаметр поставленной заклепки;

δ - наименьшая толщина соединяемых деталей.

Допускаемые напряжения для заклепок зависят, в основном, от их материала, характера обработки отверстий и характера внешней нагрузки.

Сварные соединения: конструкция и расчеты соединений на прочность

Сваркой называют технологический процесс получения неразъемных соединений посредством установления межатомных связей между свариваемыми деталями при их местном нагреве или пластическом деформировании, или совместном действии того или другого.

При классификации процессов сварки выделяют три основных физических признака: форму вводимой энергии, наличие давления и вид инструмента - носителя энергии. В зависимости от вводимой в изделие энергии сварочные процессы (сварка, пайка и резка) разделены на три класса:

термический - относятся такие виды сварки, которые осуществляются плавлением с использованием тепловой энергии: дуговая, газовая высокочастотная, термитная, электрошлаковая, плазменная, электронно-лучевая, лазерная;

термомеханический - относятся такие виды сварки, которые осуществляются с использованием тепловой энергии и давления: контактная, диффузионная, газопрессовая;

механический - относятся такие виды сварки, которые осуществляются с использованием механической энергии и давления: ультразвуковая, трением, холодная.

По сравнению с заклепочными соединениями сварные соединения обладают следующими достоинствами:

1) значительно меньшим весом конструкций. При замене заклепочных соединений сварными экономия в весе получается за счет отказа от применения различных накладок, необходимых в заклепочных соединениях, а также части веса самих заклепок; при замене литых деталей сварными конструкциями вес их уменьшается за счет более высоких механических свойств прокатного металла;

2) меньшей трудоемкостью, обусловленной сравнительной простотой технологического процесса сварки.

К недостаткам сварных соединений следует отнести:

1) зависимость качества шва от исполнителя и трудность контроля;

2) склонность к образованию трещин в местах перехода от шва к цельному металлу вследствие термических напряжений, возникающих при остывании. Трещины особенно опасны при динамических нагрузках, поэтому в таких случаях сварные швы стараются не применять, заменяя их заклепочными соединениями. Термические напряжения могут быть частично или полностью устранены термообработкой сварного соединения (низкотемпературным отжигом). Термическая обработка исключает также последующее коробление сварных конструкций.

Типы сварных швов и их расчет

Основным требованием при проектировании сварных соединений (конструкций) является обеспечение равнопрочности шва и соединяемых им деталей.

Условие прочности стыкового шва (рис. 4.2), нагруженного внешней растягивающей (сжимающей) силой F , имеет вид:

$$\sigma = \frac{F}{\delta b} \leq [\sigma]'_p \quad (4.3)$$

где σ - нормальное напряжение в шве;

δ - минимальная толщина детали;

b - длина шва;

$[\sigma]'_p$ - допускаемое напряжение на растяжение (сжатие) в сварном шве; $[\sigma]'_p = (0,9-1)[\sigma]_p$ где $[\sigma]_p$ допустимое напряжение на растяжение (сжатие) для основного металла.

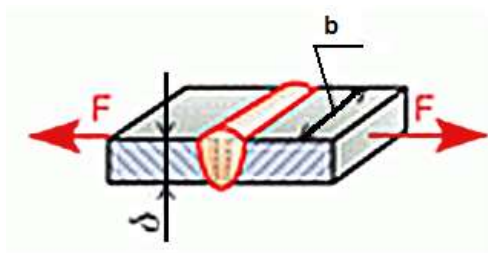


Рис. 4.2. Стыковой шов

При действии на соединение изгибающего момента M в плоскости, перпендикулярной к плоскости стыка (рис.4.3), расчет производят по формуле:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6M}{\delta \cdot b^2} \leq [\sigma]'_p \quad (4.4)$$

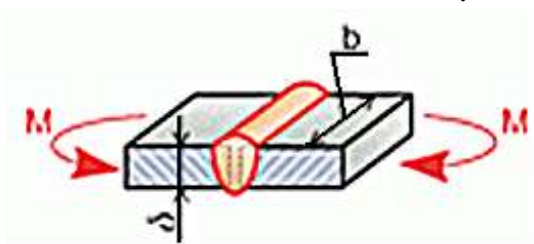


Рис.4.3. Нагружение моментом

При совместном действии F и M :

$$\sigma = \frac{F}{\delta \cdot b} + \frac{6M}{\delta \cdot b^2} \leq [\sigma]'_p \quad (4.5)$$

Для увеличения длины шов иногда выполняют косым или фигурным.

Резьбовые соединения: конструкция и расчет. Конструкция резьбовых соединений

Резьбовые соединения создаются с помощью резьбовых крепежных деталей (винтов, шпилек, гаек и др.) или резьбы, нанесенной непосредственно на соединяемые детали.

В настоящее время наиболее распространены следующие типы резьб (рис.4.4):

- метрическая;
- трубная цилиндрическая;
- трубная коническая;
- коническая дюймовая;
- трапецеидальная;
- упорная.

В той или иной мере находят применение также дюймовая, круглая и прямоугольная резьбы. Все резьбы стандартизированы в мировом масштабе, то есть резьбы национальных стандартов соответствующих типов взаимозаменяемы.

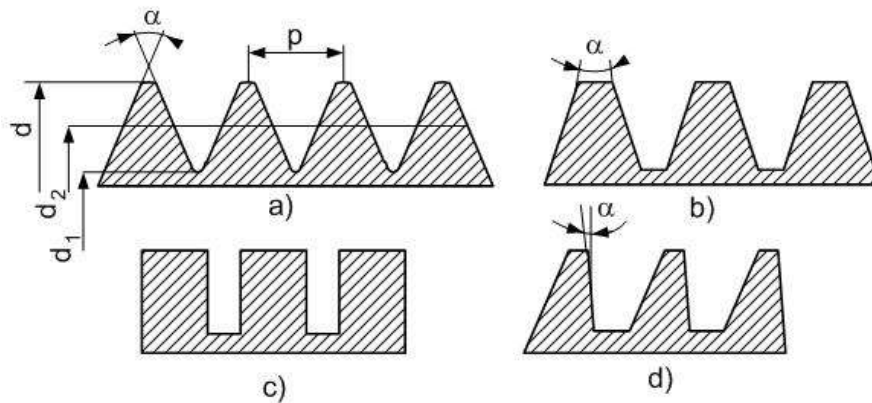


Рис. 4.4. Резьбы: а) метрическая; б) трапецеидальная; в) прямоугольная; д) упорная

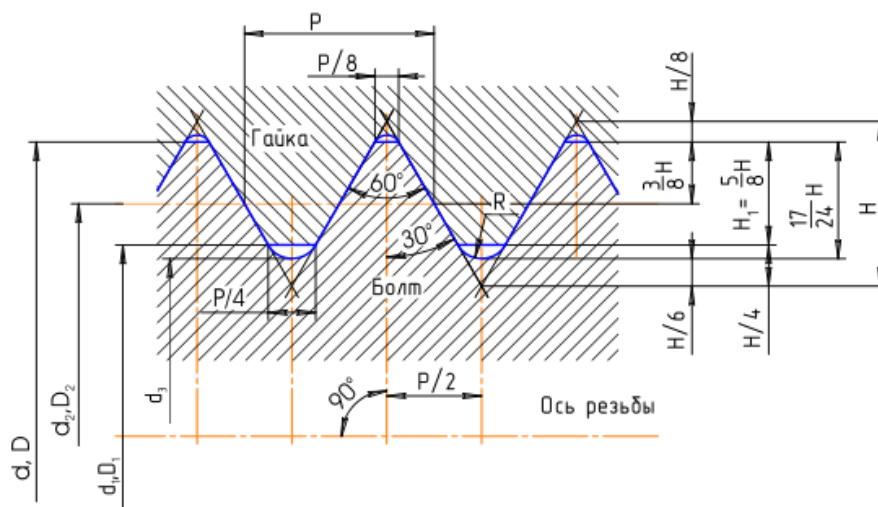


Рис.4.5. Геометрия резьбы

Резьбу характеризуют следующие основные геометрические параметры (рис.4.5):

d – наружный (номинальный диаметр резьбы); d_2 - средний диаметр резьбы.

За исключением прямоугольной резьбы, средним диаметром резьбы является диаметр воображаемого цилиндра, поверхность которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина витка резьбы равна ширине ее впадины.

d_1 - внутренний диаметр резьбы;

p - шаг резьбы - расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков, измеренное в осевом направлении;

p_1 - ход резьбы - расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении или величина поступательного перемещения винта за один оборот в неподвижной гайке.

Для однозаходной резьбы $p_1 = p$. Для многозаходных резьб $p_1 = Zp$. Здесь Z – число заходов. Однозаходные применяются для крепежных деталей. Многозаходные - обычно для силовых соединений.

Метрическая резьба является основной крепежной резьбой. Имеет треугольный профиль с углом $OS = 60^\circ$. Стандарт предусматривает метрические резьбы с крупным и мелким шагом. Для одного и того же наружного диаметра d

мелкие резьбы отличаются от крупной величиной шага p . Например, для диаметра $d = 24$ мм стандарт предусматривает крупную резьбу, с шагом $p = 2,5$ мм и пять мелких резьб с шагом $p = 2; 1,5; 1; 0,75$ и $0,5$ мм. В общем машиностроении основное применение имеют крупные резьбы, как менее чувствительные к ошибкам изготовления и износу. Однако резьбы с мелким шагом обладают повышенной стойкостью против самоотвинчивания. Кроме того, их нарезают на динамически нагруженных, мелких и тонкостенных деталях, т.к. они, имея наряду с меньшим шагом и меньшую глубину резьбы, меньше ослабляют детали, чем резьбы с крупным шагом.

Метрические резьбы с крупным шагом обозначаются буквой М и диаметром d , например, М 24, М 20 и т.п. Резьбы с мелкими шагами обозначаются буквой М, диаметром d и шагом p через знак Х, например, М 12х0,5; М 20х1,5 и т.д.

Трубные резьбы являются крепежно-уплотняющими. Имеют треугольный профиль с углом $\alpha - 55^\circ$. Для создания надежного уплотнения эти резьбы выполняют с закруглениями профиля и без зазоров по выступам и впадинам.

Трубные резьбы имеют мелкий шаг, т.к. на тонкостенной трубе невозможно нарезать крупную метрическую резьбу без резкого уменьшения прочности трубы. За номинальный диаметр трубной резьбы условно принят внутренний диаметр трубы. В международном стандарте для трубной резьбы до настоящего времени еще сохранено дюймовое измерение (1 дюйм = 25,4 мм).

Конические резьбы обеспечивают высокую герметичность соединения за счет плотного прилегания профилей по вершинам. Плотность здесь достигается за счет пластических деформаций вершин резьбы при затяжке соединения.

Трапецеидальная и упорная резьбы являются основными резьбами винтовых механизмов. Первая имеет профиль в виде равнобокой трапеции, вторая - неравнобокой.

Трапецеидальную резьбу используют для передачи двустороннего (реверсивного) движения под нагрузкой. Упорная резьба предназначена для одностороннего рабочего движения при больших нагрузках. Применяется для винтов домкратов, прессов и т.п. Закругление впадин повышает динамическую прочность винта. Малый угол наклона (3°) упорной стороны профиля резьбы понижает потери на трение в сравнении с трапецеидальной резьбой.

Стандартные винты и гайки изготавливаются из Ст.3, иногда Ст.4 и Ст.5, а также сталей: А-12 (автоматная), Ст.20, Ст.35, Ст.45 и других.

Для более ответственных напряженных соединений применяются: СТ.40Х, СТ.40ХН и другие.

Расчет резьбовых соединений

Основным критерием работоспособности резьбовых соединений является прочность.

Разрушение элементов резьбового соединения может происходить по одной из следующих причин:

во-первых, разрыв стержня по резьбе или по переходному сечению у головки;

во-вторых, повреждение или разрушение резьбы;
в-третьих, разрушение головки.

Все стандартные винты (болты, шпильки) изготавливают равнопрочными по каждому из названных критериев. В этой связи стандартные резьбовые соединения обычно рассчитываются только по одному главному критерию работоспособности - прочности нарезанной части их стержня. При этом определяют внутренний диаметр резьбы d_1 . Кроме того, большая часть резьбовых соединений, применяемых в машиностроении, работает со значительной силой начальной затяжки, что практически позволяет ограничиться лишь расчетами на статическую прочность.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений:

1. На стержень винта действует только внешняя осевая растягивающая сила F . Затяжка резьбового соединения отсутствует (рис. 4.6).

Наиболее характерным примером может служить нарезанный участок крюка для подвешивания груза.

Расчет сводится к определению внутреннего диаметра d_1 из условия прочности на растяжение:

$$\sigma = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p, \quad (4.6)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P}{Z\pi[\sigma]_p}}. \quad (4.7)$$

Здесь Z -число болтов, $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

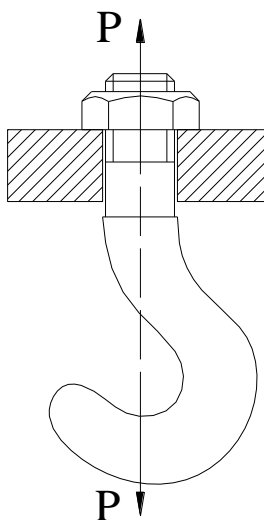


Рис. 4.6. Резьбовое соединение без затяжки

В этой формуле для упрощения расчетов приняты некоторые допущения. В действительности явления, происходящие в растянутом стержне болта, более сложны, и эпюра распределения напряжений по сечению не вполне равномерна. Эти отклонения учитываются при выборе допускаемых напряжений. Допускаемое напряжение растяжения выбирают в зависимости от технологии сборки соединения.

При определении допускаемых напряжений необходимо учитывать температурный режим работы. Например, для болтов из стали Ст.3, работающих при повышенных температурах до 130° , допускаемое напряжение следует снижать в 1,5 раза, до 300° - в 3 раза и т.д.

2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует (рис. 4.7).

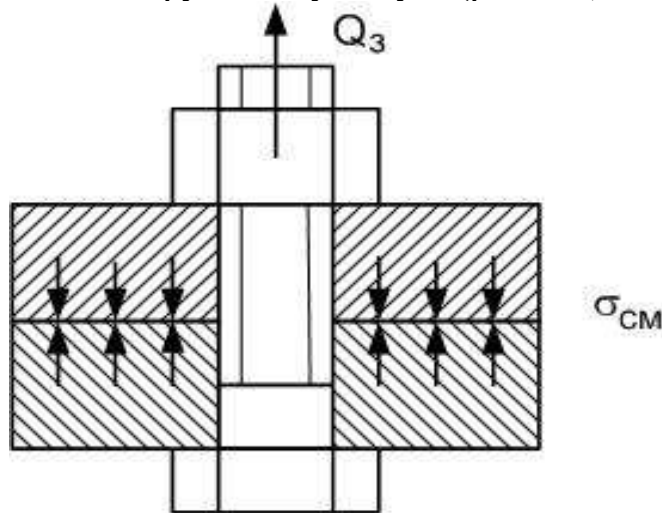


Рис. 4.7. Резьбовое соединение с затяжкой болта

Примером могут служить болты для крепления герметичных крышек и люков корпусов машин.

В этом случае стержень болта растягивается силой затяжки Q_3 болта, и закручивается моментом в резьбе T_p .

Напряжение растяжения от силы Q_3 :

$$\sigma_p = \frac{Q_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \quad (4.6)$$

Напряжения кручения от момента в резьбе T_p :

$$\tau_k = \frac{T_p}{W_o} = \frac{0.5 F_t \cdot d_2}{\pi d_1^3 / 16} = \frac{0.5 Q_3 \operatorname{tg}(\beta + \varphi_{np})}{\pi d_1^3 / 16} \quad (4.7)$$

Прочность болта в этом случае определяют по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_k^2} \leq [\sigma_p] \quad (4.8)$$

Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб при коэффициенте трения $f = 0,15$ $\sigma_{\text{экр}} = 1,3\sigma_p$. Следовательно, болт, испытывающий одновременно растяжение и кручение, можно рассчитывать только на растяжение по допускаемому напряжению на растяжение, уменьшенному в 1,3 раза, или по растягивающему усилию, увеличенному в 1,3 раза. Таким образом, условие прочности:

$$\sigma_p = \frac{1,3 Q_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \quad (4.9)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3Q_3}{\pi[\sigma_p]}}. \quad (4.10)$$

3. Расчет болтов при нагрузке поперечной сдвигающей силой (рис.4.8).

Расчет производится на затяжку соединения осевой силой Q_3 так, чтобы возникающая в стыке сила трения F противостояла и была равна действию сдвигающей силы P .

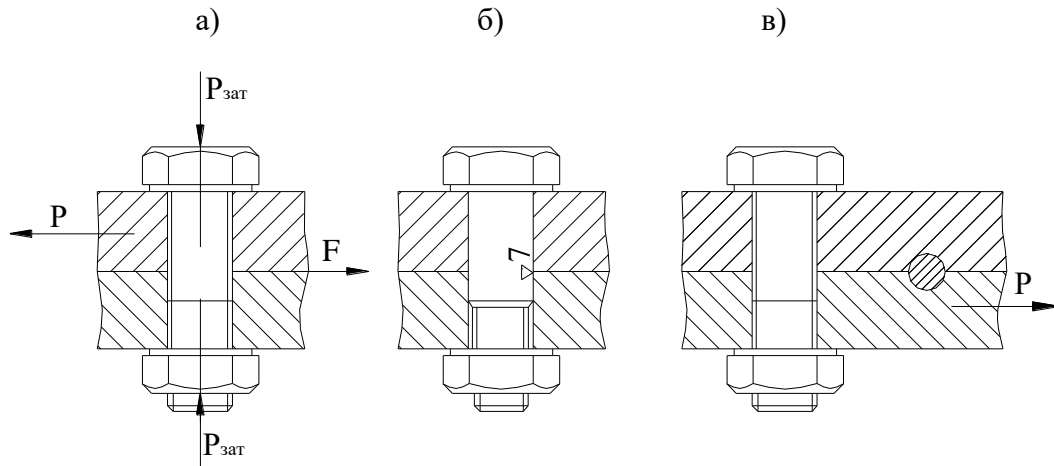


Рис. 4.8. Нагрузка болтов поперечной силой

$$F = P = Q_3 f$$

$$\sigma = \frac{1,3Q_3}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{1,3P}{Z f \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma], \quad (4.11)$$

где f - коэффициент трения в стыке; для сухих стальных и чугунных поверхностей $f = 0,1 \dots 0,15$ (меньшие значения для шлифованных поверхностей); для необработанных поверхностей в металлических конструкциях $f = 0,3$; Z - число болтов; $1,3$ - коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений кручения, возникающих при затяжке в стержне болта.

Сила затяжки болта:

$$Q_3 = \frac{K_m P}{f \cdot Z \cdot i}, \quad (4.12)$$

где K_m - коэффициент запаса, $K_m = 1,3 \dots 1,5$ - при статической нагрузке; $K_m = 1,8 \dots 2,0$ - при динамической нагрузке;

i - число стыков в соединении.

Штифтовые соединения

Штифтом называют цилиндрический или конический стержень, плотно вставляемый в отверстие двух соединяемых деталей. Применяют штифты для точного взаимного фиксирования деталей и для соединения деталей, передающих небольшие нагрузки. В зависимости от назначения штифты делят на установочные и крепежные.

По форме различают цилиндрические и конические штифты. По конструкции рабочей части штифты выполняют гладкими и просечными, т.е. с насеченными или выдавленными канавками, что не требует развертывания отверстия и создает надежное соединение, предохраняющее штифт от выпадения в процессе работы.

На рис. 4.9 приведены основные типы штифтов: цилиндрический (а), конический (б), конический разводной (в), цилиндрические, насеченные с конца и посередине (г), и трубчатый пружинный (д).

Цилиндрические штифты удерживаются в отверстиях за счет натяга или силы трения. Для предупреждения выпадания цилиндрические штифты должны изготавливаться с большой точностью и высокой чистотой поверхности. Отверстия под крепежные штифты в соединяемых деталях сверлят и развертывают совместно, для чего детали временно скрепляют.

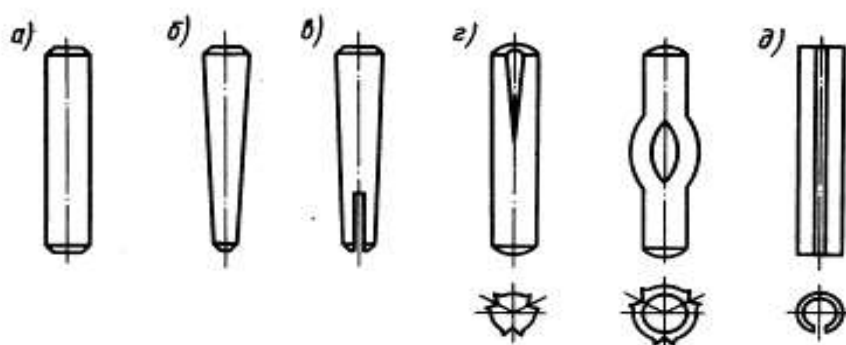


Рис. 4.9. Виды штифтов.

При многократной разборке и сборке нарушается характер посадки и соответственно точность соединения.

Для удешевления соединения применяют насеченные и пружинные трубчатые штифты. Насеченные штифты не требуют точной обработки отверстий и отличаются повышенной прочностью сцепления с материалом детали, но менее точно фиксируют детали. Пружинные трубчатые разрезные штифты обеспечивают прочное соединение деталей, допускают повторные сборки и не требуют высокой точности обработки отверстий. Диаметр отверстия для такого штифта принимают на 15 ... 20% меньше наружного диаметра штифта.

Цилиндрические штифты применяются и как установочные, обеспечивая точное взаиморасположение соединяемых деталей.

Конические штифты благодаря конусности 1:50 обеспечивают самоторможение при действии на них поперечных сил. Они допускают многократную постановку их в отверстие при сохранении точности взаимного расположения соединяемых деталей. Изготовление конических штифтов и отверстий под них более сложно по сравнению с цилиндрическими штифтами. Штифты изготавливают из сталей 45, А12, У8.

Главными недостатками штифтовых соединений являются значительное ослабление сечения вала отверстием под штифт и необходимость точной обработки этого отверстия во избежание изгиба штифта или его выпадения. Поэтому диаметр

штифта (d) для вала диаметром (d_v) задают из соотношения $d \leq (0,2 \dots 0,25) d_v$, а затем при необходимости проверяют на сдвиг (срез).

Шпоночные соединения

Шпоночные соединения (рис. 4.10) служат для передачи вращающего (крутящего) момента от вала к ступице, насаженной на него детали (зубчатого колеса, шкива, муфты и др.) или наоборот – от ступицы к валу. Шпоночные соединения осуществляют с помощью вспомогательных деталей – шпонок, устанавливаемых в пазах между валом и ступицей.

Достоинствами шпоночных соединений являются простота, надежность конструкции, невысокая стоимость, удобство сборки и разборки, а недостатками – ослабление вала и ступицы шпоночными пазами, неустойчивость положения шпонки в пазах (выворачивание шпонки) и трудность обеспечения взаимозаменяемости, повышенные требования к точности изготовления, отсутствие фиксации деталей в осевом направлении.

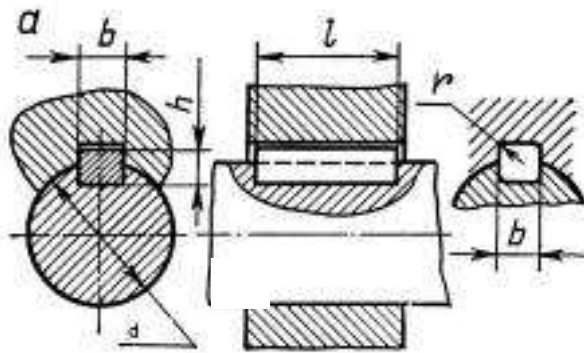


Рис. 4.10. Шпонка призматическая.

Шпонки могут применять в качестве направляющих, обеспечивающих легкое перемещение деталей вдоль вала. Нагрузку у шпонок воспринимают боковые поверхности, которые сопрягаются с пазами по соответствующим посадкам. Призматическую шпонку с валом обычно соединяют по переходной посадке, а со ступицей – по посадке с зазором. Это препятствует перемещению шпонки вдоль вала и компенсирует с помощью зазора неточности размеров, формы и взаимного расположения пазов. Такой характер соединения обеспечивает достаточную точность центрирования вала и ступицы. В радиальном направлении предусматривается зазор.

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение, они могут быть с округленными, плоскими и смешанными торцами. Паз под шпонку на валу делают на глубину около 0,6 от ее высоты, а паз во втулке – на длину всей ступицы. Ширина и высота шпонки определены ГОСТом и выбираются в зависимости от диаметра вала. Размеры высоты и ширины стандартных шпонок подобраны так, что

прочность на сдвиг обеспечивается с избытком, и при необходимости проверку шпонок на прочность проводят на деформацию смятия.

Сегментные шпонки требуют более глубоких пазов в валах, что уменьшает их прочность. Их применяют в случае передачи незначительных усилий, работают они как призматические, но более удобны в изготовлении.

Цилиндрические шпонки чаще всего используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие для шпонки обрабатывают в соединяемых деталях (вал и ступица) совместно. Шпонка устанавливается с натягом.

Шпоночные соединения применяют обычно при передаче значительных вращающих моментов при диаметре вала не менее 6 мм. В кинематических передачах и передачах с высоким требованием по точности рекомендуют использовать штифтовые соединения.

Шпонки изготавливают из среднеуглеродистых сталей 40, 45, Ст6.

Проверяют шпонки на смятие.

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (4.13)$$

Для стальной ступицы допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{\text{см}}] = 120 \text{ Н/мм}^2$, для чугунной $[\sigma_{\text{см}}] = 60 \text{ МПа}$.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d(h - t_1)l_p}, \quad (4.14)$$

где l_p – рабочая длина шпонки; $l_p = l - b$;

l – длина шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

T – крутящий момент на валу, Нм;

t_1 – глубина паза вала, мм.

Если условие прочности не соблюдается, то нужно установить 2 шпонки под углом 180 градусов или перейти к посадке с натягом или шлицевому соединению.

Шлицевые соединения

Шлицевые соединения служат для передачи вращающего момента между валами и установленными на них деталями.

Шлицевое соединение можно условно представить, как многошпоночное, шпонки которого выполнены вместе с валом. С помощью этого соединения можно обеспечить как подвижное (с осевым относительным перемещением), так и неподвижное скрепление деталей. По сравнению со шпоночными шлицевые соединения имеют значительно большую нагрузочную способность, прочность валов, точность центрирования и направления ступиц в подвижных соединениях.

По форме поперечного сечения шлицев различают прямобоочные (рис. 4.11, а), эвольвентные (рис. 4.11, б) и треугольные (рис. 4.11, в) шлицевые соединения. Наибольшее распространение получили прямобоочные шлицевые соединения, выполненные с четным числом шлицев (6, 8, 10). Центрирование возможно по наружному диаметру D , по внутреннему d и боковым поверхностям. Центрирование по наружному диаметру рекомендуется для неподвижных соединений, по внутреннему диаметру – для подвижных соединений, по боковым граням – при больших передаваемых нагрузках и низкой точности соединения.

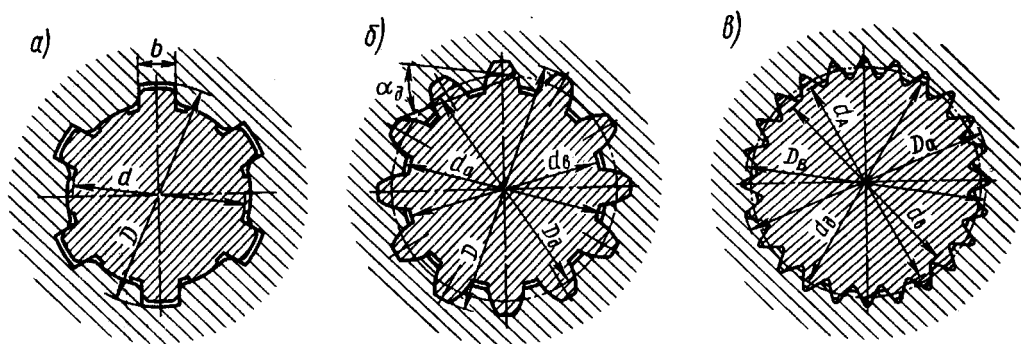


Рис. 4.11. Виды шлицевых соединений.

Эвольвентное шлицевое соединение (см. рис. 4.11, б) отличается от прямобоочного повышенной точностью центрирования и прочностью. Центрирование осуществляют по боковым сторонам, реже – по наружному диаметру. Число зубьев z рекомендуют ≥ 6 при $m \geq 0,5$.

Соединение с треугольными шлицами (см. рис. 4.11, в) применяют для неподвижных соединений при небольших нагрузках и тонкостенных конструкциях. Число шлицев $z = 20 \dots 70$, углы впадин вала равны 60° , 72° и 90° . Центрирование осуществляют только по боковым граням.

Муфты

Необходимо помнить, что муфты подбирают по ГОСТу или нормам по большему диаметру соединяемых валов и расчетному моменту. Типы муфт подбирают в зависимости от выполняемых функций.

При расчетах нужно учесть, что основной паспортной характеристикой муфты является допускаемый крутящий момент $[T_k]$.

Основное назначение муфт приводов – передача крутящего момента от одного вала на другой, либо от вала на свободно сидящую на нем деталь: зубчатое колесо, шкив и т. д. Муфты приводов выполняют одновременно и ряд других функций: компенсируют в определенных пределах погрешности монтажа валов; позволяют соединять или разъединять валы, предохраняют рабочую машину от перегрузки, уменьшают толчки и вибрации в процессе работы.

Передача крутящего момента в муфтах осуществляется с помощью механической связи между деталями муфты (глухие, зубчатые, втулочно-пальцевые,

кулачковые, шарнирные муфты и т. д.); за счет сил трения или магнитного притяжения (фрикционные или электронно-индукционные асинхронные муфты).

По характеру работы различают следующие виды муфт.

1. Постоянные соединительные, не допускающие разъединения (расцепления) валов в процессе работы машины: жесткие некомпенсирующие (глухие); жесткие компенсирующие; жесткие подвижные; упругие.

2. Сцепные или управляемые, позволяющие сцеплять или расцеплять валы в процессе работы и во время остановки.

3. Самоуправляемые или автоматически сцепляющие валы при изменении режима работы машины.

4. Предохранительные – разъединяющие валы, если нагрузка либо скорость вращения привода превышает допустимые значения. Параметры основных типов муфт регламентированы стандартами либо нормами заводов-изготовителей и проектных организаций.

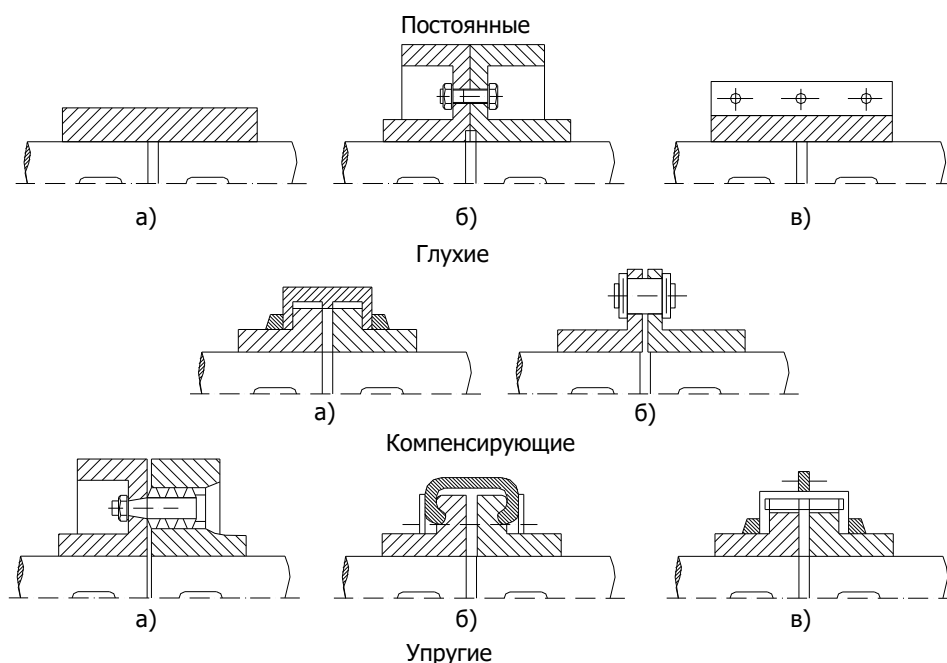


Рис. 4.12. Виды муфт.

Эксплуатационной характеристикой муфт является передаваемый крутящий момент T и диаметр вала d , на который насаживается муфта. Конкретный типоразмер муфты выбирается в зависимости от условий эксплуатации по таблицам.

$$T_p = kT_{ном} \leq T \quad (4.15)$$

где T_p — расчетный крутящий момент;

k — коэффициент запаса, принимаемый в зависимости от вида привода;

$T_{ном}$ — номинальный крутящий момент на валу.

Методические рекомендации для подготовки к промежуточной аттестации

Цель промежуточной аттестации обучающихся - комплексная и объективная оценка качества усвоения обучающимися теоретических знаний, умения применять полученные знания в решении практических задач при освоении учебной дисциплины.

Дисциплина «Детали машин» изучается в 4 семестре. Промежуточная аттестация проводится в форме дифференцированного зачета.

В период подготовки к зачету обучающиеся вновь обращаются к пройденному учебному материалу. При этом они не только закрепляют полученные знания, но и получают новые. Подготовка обучающихся к промежуточной аттестации должна включать в себя три этапа:

- самостоятельная работа в течение семестра;
- непосредственная подготовка в дни, предшествующие зачету по темам курса;
- подготовка к ответу на вопросы, содержащиеся в билетах.

Основным источником при подготовке к зачету является конспект лекций, где учебный материал дается в систематизированном виде, основные положения его детализируются, подкрепляются современными фактами и информацией, которые в силу новизны не вошли в опубликованные печатные источники. В ходе подготовки к зачету обучающимся необходимо обращать внимание не только на уровень запоминания, но и на степень понимания излагаемых проблем.

Для успешного прохождения промежуточной аттестации по дисциплине «Детали машин» необходимо подготовиться по следующему перечню вопросов и практических заданий.

Перечень вопросов для проведения промежуточной аттестации (в форме дифференцированного зачета) по итогам освоения дисциплины «Детали машин»

1. Общие сведения о деталях машин и требования к ним.
2. Классификация машин.
3. Классификация деталей общего назначения.
4. Требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы.
5. Основы проектирования механизмов, стадии разработки.
6. Назначение и кинематика механических передач.
7. Достоинства, недостатки и классификация зубчатых передач.
8. Геометрические параметры зубчатых передач. Основная теорема зацепления.
9. Основные причины выхода из строя зубчатых передач.
10. Материалы и методы изготовления зубчатых колес.
11. Расчет зубчатых передач на прочность.
12. Силы, действующие в зацеплении зубчатых передач и их расчет.
13. Косозубые зубчатые передачи, геометрические и эксплуатационные особенности, специфика расчета.

14. Конические зубчатые передачи, их классификация и область применения, геометрические и эксплуатационные особенности.
15. Расчет на прочность конической передачи.
16. Червячные передачи, ее достоинства и недостатки, область применения, виды червяков.
17. Материалы червячных передач. Причины выхода из строя червячных передач.
18. Тепловой расчет червячной передачи, охлаждение и смазка передачи.
19. Ременные передачи: назначение и классификация. Основные типы ремней ременных передач.
20. Достоинства и недостатки клиноременной передачи. Расчет клиноременной передачи.
21. Цепные передачи: назначение и классификация.
22. Достоинства и недостатки цепной передачи. Расчет цепной передачи.
23. Конструкция приводной роликовой цепи. Причины выхода из строя цепных передач.
24. Фрикционные передачи. Конструкция. Расчет передач на прочность.
25. Валы и оси, назначение и классификация валов и осей, конструкция и материалы.
26. Проектный расчет валов.
27. Проверочный расчет валов на прочность.
28. Подшипники скольжения, устройство, классификация, достоинства и недостатки.
29. Подшипники качения, устройство, классификация, достоинства и недостатки.
30. Выбор и расчет по динамической грузоподъемности подшипников качения.
31. Муфты механических приводов. Классификация, выбор, методика расчета.
32. Общая характеристика и назначение соединений.
33. Резьбовые соединения. Основные типы резьб. Стопорение резьбовых соединений.
34. Расчет на прочность резьбового соединения.
35. Шпоночные соединения: достоинства и недостатки, конструкция и расчеты соединений на прочность.
36. Шлицевые соединения: достоинства и недостатки, конструкция и расчеты соединений на прочность.
37. Сварные соединения, характеристика и область применения, основные виды соединений, расчеты на прочность.
38. Заклепочные соединения, характеристика и область применения, расчет на прочность.

Перечень практических заданий (задач, навыков, нормативов и т.п.) для проведения промежуточной аттестации (в форме дифференцированного зачета) по итогам освоения дисциплины «Детали машин»

1. Проверить шпоночное соединение зубчатого колеса с валом, если посадочный диаметр вала 30мм, длина посадочного участка $l_k = 50\text{мм}$, передаваемый крутящий момент $T = 50000\text{Нмм}$. Материал ступицы – сталь ($[\sigma_{\text{см}}] = 120\text{МПа}$).

2. Подобрать муфту, соединяющую валы с угловым смещением до 1 градуса. Диаметры соединяемых концов валов 40мм. Передаваемый крутящий момент $T=80\text{Нм}$.

3. Определить напряжение смятия в заклёпке, если число плоскостей среза $Z=2$, диаметр заклёпки $d = 12\text{мм}$, сдвигающая сила $P = 14\text{ кН}$. Дать заключение о прочности соединения, если $[\sigma_{\text{см}}] = 120\text{МПа}$.

4. Дать заключение о работоспособности подшипника 46208, если $C_{\text{тр}} = 42500\text{Н}$, $C_r = 36800\text{ Н}$. При необходимости привести рекомендации по соблюдению критерия работоспособности.

5. Определить из условия прочности по заниженным напряжениям на кручение диаметр вала под подшипник качения, если передаваемый крутящий момент $T=200\text{Нм}$, допускаемое напряжение на кручение принять в пределах $[\tau] = 20...25\text{ МПа}$.

6. Дать заключение о работоспособности подшипника 207, если $C_{\text{тр}} = 22500\text{Н}$, $C_r = 19700\text{ Н}$. При необходимости привести рекомендации по соблюдению критерия работоспособности.

7. Подобрать муфту, соединяющую валы с угловым смещением до 1 градуса. Диаметры соединяемых концов валов 30мм. Передаваемый крутящий момент $T=50\text{Нм}$.

8. Дать заключение о прочности приводной цепи цепной передачи, если расчетное давление в шарнире $p = 22\text{МПа}$, число оборотов $n_1 = 300\text{ мин}^{-1}$, шаг цепи $t=25,4\text{мм}$.

9. Определить межосевое расстояние червячной передачи, если $[\sigma_{\text{н}}] = 300\text{ МПа}$, $T_T = 700000\text{ Нмм}$. Коэффициент K принять равным 1,1.

10. Определить диаметр меньшего шкива, если диаметр $D_2 = 300\text{мм}$, передаточное число передачи $U = 3,15$, скольжение $\varepsilon = 0,015$.

11. Определить нормальный модуль косозубой зубчатой передачи, если делительный диаметр $d=100,77\text{ мм}$, число зубьев $Z_1 = 31$, угол наклона $\beta = 11,2^\circ$.

12. Определить необходимое для передачи заданной мощности число ремней клиноременной передачи, если она соединяет двигатель с цилиндрическим редуктором. Мощность двигателя $P_1 = 2,2\text{кВт}$, мощность, передаваемая одним ремнем $[P] = 0,8\text{кВт}$. Коэффициенты, кроме C_z принять равными 0,9.

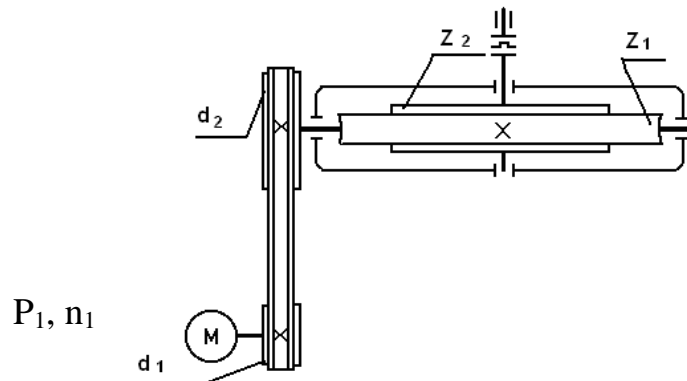
13. Дать заключение о работоспособности фрикционной передачи, если $[\sigma_{\text{н}}] = 400\text{ МПа}$, $\sigma_{\text{н}} = 350\text{ МПа}$. Дать рекомендации для соблюдения критерия работоспособности передачи, если это необходимо.

14. Определить ширину венца шестерни b_1 , если $\psi_a = 0,25$, $d_1 = 100\text{мм}$, $d_2 = 280\text{мм}$.

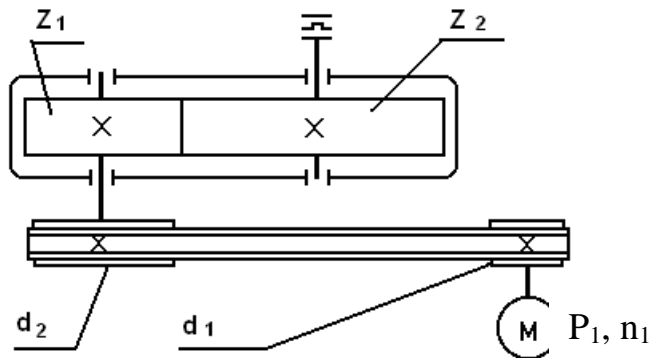
15. Определить необходимое для передачи заданной мощности число ремней клиноременной передачи, если она соединяет двигатель с цилиндрическим

редуктором. Мощность двигателя $P_1 = 2,2 \text{ кВт}$, мощность, передаваемая одним ремнем $[P] = 0,8 \text{ кВт}$. Коэффициенты, кроме C_z принять равными 0,9.

16. Найти $U_{\text{зуб}}$, $U_{\text{рем}}$, крутящие моменты на валах, если $Z_1 = 4$, $Z_2 = 20$, $d_1 = 120 \text{ мм}$, $d_2 = 360 \text{ мм}$, $n_1 = 1100 \text{ мин}^{-1}$, $P_1 = 2 \text{ кВт}$.



17. Найти $U_{\text{зуб}}$, $U_{\text{рем}}$, числа оборотов, на валах, если $Z_1 = 24$, $Z_2 = 48$, $d_1 = 150 \text{ мм}$, $d_2 = 450 \text{ мм}$, $n_1 = 800 \text{ мин}^{-1}$.



18. Проверить шпоночное соединение зубчатого колеса с валом, если посадочный диаметр вала 30 мм , длина посадочного участка $l_k = 50 \text{ мм}$, передаваемый крутящий момент $T = 50000 \text{ Нмм}$. Материал ступицы – сталь ($[\sigma_{\text{см}}] = 120 \text{ МПа}$).

19. Определить диаметр большого шкива, если диаметр $D_1 = 100 \text{ мм}$, передаточное число передачи $U = 2$, скольжение $\varepsilon = 0,01$.

20. Определить межосевое расстояние зубчатой передачи, если $[\sigma_H] = 630 \text{ МПа}$, $T_T = 80000 \text{ Нмм}$, $V = 6 \text{ м/с}$, $U = 4$, передача прямозубая некорректированная. Коэффициенты k_{Hb} , k_{Ha} , k_{Hv} принять равными 1.

Словарь терминов по дисциплине «Детали машин»

Агрегат	- это укрупненный, обладающий полной взаимозаменяемостью узел, выполняющий определенную функцию (например, электродвигатель, силовая головка, насос).
Баббиты	- это хорошо прирабатывающиеся антифрикционные сплавы меди с мягкими металлами (оловом, свинцом, кальцием).
Бесступенчатая передача	- это механизм для плавного изменения передаточного отношения.
Бронза	- это сплавы на основе меди обладают высокими антифрикционными свойствами, сопротивлением коррозии и технологичностью.
Вал	- это деталь машин, предназначенная для передачи крутящего момента вдоль своей осевой линии.
Взаимозаменяемость	- это условие, при котором сборка изделия из деталей, изготавливаемых по чертежам, должна осуществляться без пригонки.
Виброустойчивость	- это сопротивление появлению в машинах вредных динамических нагрузок в виде вынужденных колебаний и автоколебаний.
Деталь	- это изделие из однородного материала, полученное без сборочных операций.
Жесткость	- это способность деталей сопротивляться изменению формы под действием сил.
Заклепки	- это крепежные детали из высокопластичного материала, состоящие из стержня и закладной головки; конец стержня расклепывается для образования замыкающей головки.
Зубчатая передача	- это трехзвенный механизм, в котором два подвижных зубчатых звена образуют с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару.
Зубчатое зацепление	- это процесс передачи движения в кинематической паре, образованной зубчатыми колесами.
Износостойкость	- это способность материала деталей оказывать сопротивление изнашиванию.
Клеевые соединения	- это неразъемные соединения составных частей изделия с применением клея.
Клиновые соединения	- это разъемные соединения составных частей изделия с применением детали, имеющей форму клина.
Корпусные детали	- это детали, обеспечивающие взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы,

	действующие в машине.
Контактные напряжения	- это напряжения и деформации, возникающие при взаимном нажатии двух соприкасающихся тел криволинейной формы.
Коррозионная стойкость	- это сопротивление металлов химическому или электрохимическому разрушению поверхностных слоев и коррозионной усталости.
Критерии работоспособности	- это причины отказа отдельных деталей передач, соединений и т.п.
Машина	- это механическое устройство, выполняющее движения для преобразования энергии, материалов или информации.
Механизм	- это системы тел, служащих для преобразования движений.
Механический коэффициент полезного действия	- это отношение мощности на ведомом валу передачи к мощности на ведущем валу.
Нагрузочная способность передачи	- это предельное состояние передачи, при котором становится возможной потеря ее работоспособности.
Надежность	- это свойство объекта выполнять в течение заданного времени (или заданной наработки) свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели.
Неразъемные соединения	- это постоянные соединения, которые не подлежат разборке и делаются составными только для того, чтобы облегчить их изготовление.
Ось	- это деталь машин и механизмов, служащая для поддержания вращающихся частей, но не передающая полезный крутящий момент.
Пайка	- это процесс образования неразъемного соединения с межатомными связями путем нагрева соединяемых материалов ниже температуры их плавления и применения легкоплавкого присадочного материала.
Передаточное отношение	- это отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена.
Передаточное число передачи	- это отношение большей угловой скорости к меньшей.
Передачи	- это механизмы, связывающие двигатели и исполнительные органы рабочих машин.
Подшипники скольжения	- это подшипники, работающие по принципу трения скольжения.

Подшипники качения	- это подшипники, работающие по принципу трения качения.
Проект	- это совокупность конструкторских документов, полученных в результате проектирования.
Проектирование	- это процесс разработки комплексной технической документации, содержащей технико-экономические обоснования, расчеты, чертежи, макеты, сметы, пояснительные записки и другие материалы, необходимые для производства машины.
Прочность	- это способность детали выдерживать приложенные нагрузки без разрушения и является обязательным и важнейшим критерием работоспособности деталей машин.
Разъемные соединения	- это временные соединения, которые могут многократно разбираться и собираться без разрушения соединяемых деталей.
Резьба	- это чередующиеся выступы и впадины на поверхности тела вращения, расположенные по винтовой линии.
Резьбовые соединения	- это разъемные соединения составных частей изделия с применением деталей, имеющих резьбу.
Ременная передача	- это механизм, служащий для преобразования вращательного движения при помощи шкивов, закрепленных на валах, и бесконечной гибкой связи – приводного ремня, охватывающего шкивы.
Сборочная единица	- это изделие, собранное из деталей на предприятии-изготовителе.
Сварка	- это процесс соединения деталей путем установления межатомных связей между свариваемыми частями при их нагревании или пластическом деформировании.
Сварные соединения	- это неразъемные соединения, выполненные сваркой.
Силовая передача	- это механизм, предназначенный для передачи энергии от двигателя к ее потребителям с увеличением вращающих моментов за счет уменьшения частоты вращения.
Сталь	- это сплав железа с углеродом до 0,5%, обладает высокой прочностью, способностью к легированию, термической и химико-термической обработке.
Теплостойкость	- это способность деталей сохранять работоспособность в машинах с большим выделением тепла в рабочем процессе.
Техническая документация	- это совокупность конструкторских, технологических, а также нормативно-технических документов, необходимых для организации и осуществления производства,

	испытаний, эксплуатации и ремонта предмета производства (изделия).
Технический проект	- это совокупность конструкторских документов, содержащих окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве изделия и исходные данные для разработки рабочей конструкторской документации.
Техническое задание	- это документ, устанавливающий основное назначение и технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию.
Техническое предложение	- это совокупность конструкторских документов, содержащих технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия.
Точность	- это свойство машин работать в заданных пределах возможных отклонений параметров, например, размеров.
Узел	- это сборочная единица, которая может собираться отдельно от других составных частей изделия.
Упругие элементы	- это звенья в машинах и механизмах, которые в процессе работы конструкции получают деформации, соизмеримые с их начальными размерами.
Фрикционная передача	- это механизм, служащий для передачи вращательного движения от одного вала к другому с помощью сил трения, возникающих между насаженными на валы и прижатыми друг к другу дисками, цилиндрами или конусами.
Червячная передача	- это механизм, служащий для преобразования вращательного движения между валами со скрещающимися осями
Чугун	- это сплав железа с углеродом, содержание которого более 2,2%.
Шаг резьбы	- это расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля в направлении, параллельном оси резьбы.
Шлицевые соединения	- это разъемные соединения составных частей изделия с применением пазов (шлицев) и выступов.
Шпоночные соединения	- это разъемные соединения составных частей изделия с применением шпонок.
Штифтовые соединения	- это соединения составных частей изделия с применением штифта.
Эвольвента	- это плоская кривая, которая описывается любой точкой прямой, перекатываемой без скольжения по неподвижной окружности.

Эскизный проект	- это 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.
-----------------	--