

СОЕДИНЕНИЯ

Во всех технических элементах машины (двигатель, передача, исполнительный механизм, корпус) есть одинаковые элементы – соединения. Они бывают двух типов: разъемные, которые можно разобрать без разрушения какого-либо элемента, и неразъемные, когда надо разрушить какой-либо элемент при разборке. Группу разъемных соединений составляют: резьбовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые, конусные профильные, коническими стяжными кольцами, штифтовые. Группу неразъемных соединений составляют: сварные, прессовые, заклепочные, паяные, клеевые.

Назначение и выбор типа соединения определяется конструктивными, технологическими, эксплуатационными и экономическими требованиями. Неразъемные соединения применяют там, где в их разборке нет необходимости. Если требуется сборка и разборка деталей в процессе эксплуатации машины, то выбор типа соединения будет определяться конструкцией, технологическими требованиями, а также экономическими показателями.

Основным критерием работоспособности всех соединений является прочность. Необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочно с соединяемыми деталями. Желательно, чтобы соединение не искажало форму изделия.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся соединения резьбовые, клеммовые, шпоночные, зубчатые, с натягом, сварные.

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения образуются двумя деталями: одна с наружной, а другая с внутренней резьбой. Резьба может наноситься на цилиндрические или конические поверхности. Коническая резьба применяется преимущественно при соединении труб. Резьба может быть однозаходной (один винтовой выступ), двух- и трех- заходной.

Основными крепежными деталями резьбовых соединений являются болты (рис. 1, а), винты (рис. 1, б), шпильки (рис. 1, в). Болт представляет собой стержень с резьбой для гайки на одном конце и головкой на другом. Болтами скрепляются детали небольшой толщины и при частых сборках и разборках соединений.

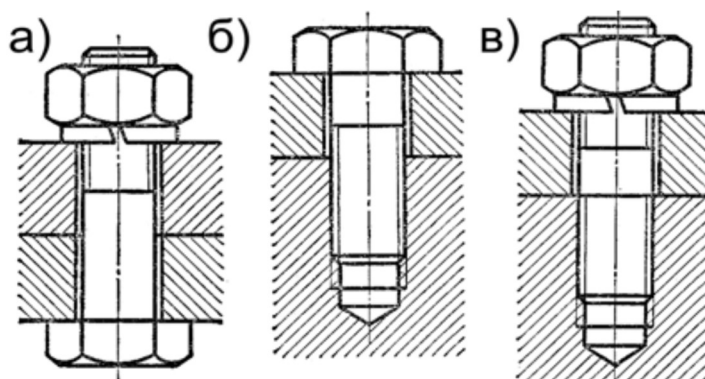


Рис. 1

Винт — это болт, который ввинчивается в одну из скрепляемых деталей. Они применяются, когда одна из скрепляемых деталей имеет большую толщину и при отсутствии места для гаек, придания красивого внешнего вида и при редких сборках и разборках соединения.

Шпилька представляет собой стержень с резьбой на обоих концах; одним концом она ввинчивается в одну из скрепляемых деталей, а на другой конец навинчивается гайка. Они применяются вместо винтов в тех случаях, когда материал скрепляемой детали с нарезанным отверстием не обеспечивает требуемой долговечности резьбы при частых разборках и сборках соединений.

В резьбовых соединениях применяют шайбы, которые помещаются под гайки, головки винтов и болтов для увеличения опорной поверхности и ее защиты от повреждений. Все детали резьбовых соединений по форме и размерам стандартизованы.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЗЬБ

По форме профиля витков различают треугольную, трапецеидальную и круглую резьбу. По назначению различают крепежные резьбы; крепежно-уплотняющие, служащие для скрепления деталей и герметизации соединения; резьбы ходовых винтов, применяемых для передачи движения. В качестве крепежной применяется треугольная резьба (рис. 2), так как она обладает повышенной прочностью и высоким коэффициентом трения, тем самым, предохраняя соединение от самоотвинчивания.

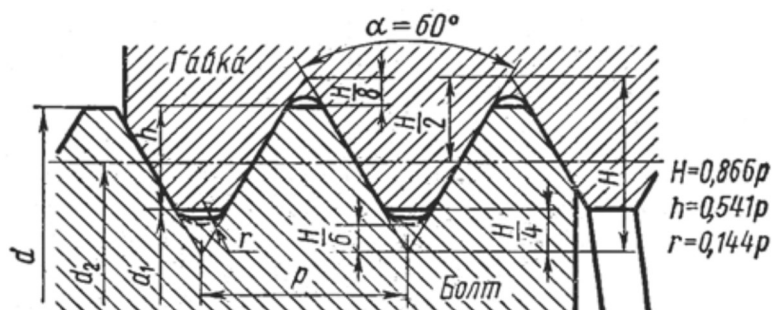


Рис. 2

Ходовые резьбы обычно трапецеидальные симметричные (рис. 3), если нагрузка может передаваться с двух сторон и несимметричная (упорная) при односторонней нагрузке (рис. 4).

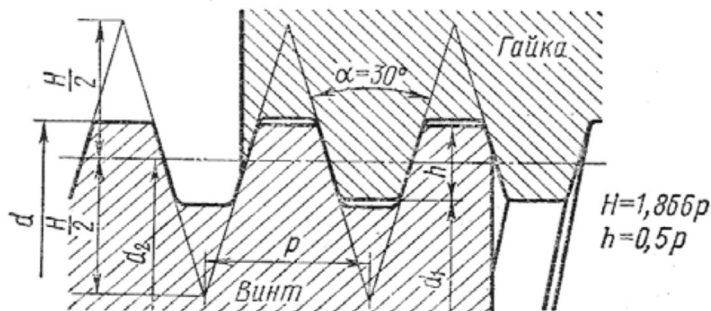


Рис. 3

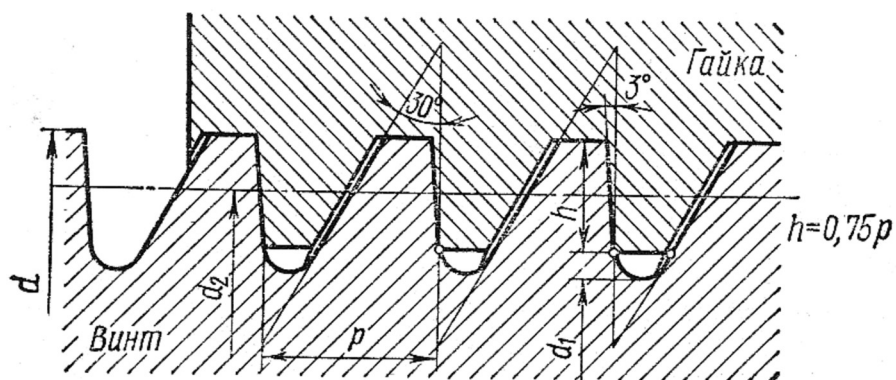


Рис. 4

Симметричная резьба имеет профиль равнобедренной трапеции с углом профиля 30° . Она технологична, обладает малым коэффициентом трения и высокой износостойкостью. Применяется для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков и др.). Несимметричная (упорная) имеет профиль в виде неравнобочной трапеции с углом 30° . Для возможного изготовления резьбы фрезерованием рабочая сторона профиля имеет наклон 3° . Применяется в передаче винт-гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов и т.д.). Круглая резьба наносится на тонкостенные поверхности (цоколи электролампочек) и на пластмассовых деталях при формообразовании выдавливанием (прессованием).

Основными геометрическими параметрами резьб (по стержню) являются: внутренний диаметр резьбы – d_1 ; наружный диаметр резьбы – d ; средний диаметр – d_2 ; шаг резьбы – p ; угол подъема винтовой линии – γ ; рабочая высота профиля – h ; угол профиля витка – α ; у треугольной угол профиля 60° . H – высота гайки.

Крепежная резьба стандартом подразделяется на основную (крупную) и пять мелких на каждый диаметр (рис. 5). Мелкая резьба имеет меньший шаг и угол подъема резьбы, что обеспечивает большее самоторможение при действии переменных (динамических) нагрузок и больший внутренний диаметр, что обеспечивает более высокую прочность стержня на растяжение по сравнению с крупной резьбой.

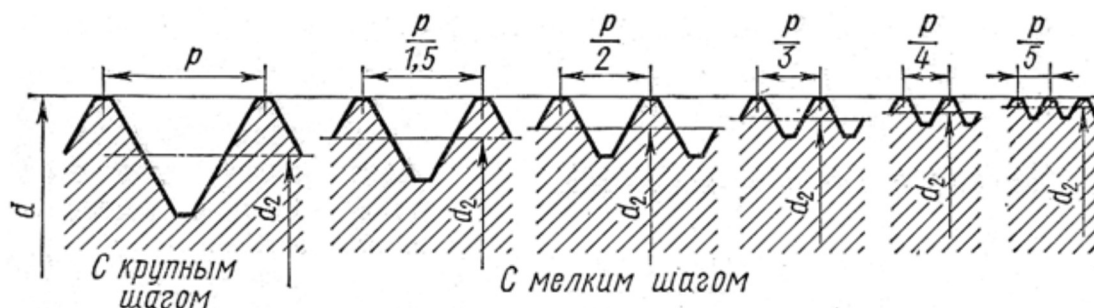


Рис. 5

КЛЕММОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

По конструкции различают два типа клеммовых соединений: со ступицей, имеющей прорезь (рис.6, а), и с разъемной ступицей (рис 6, б).

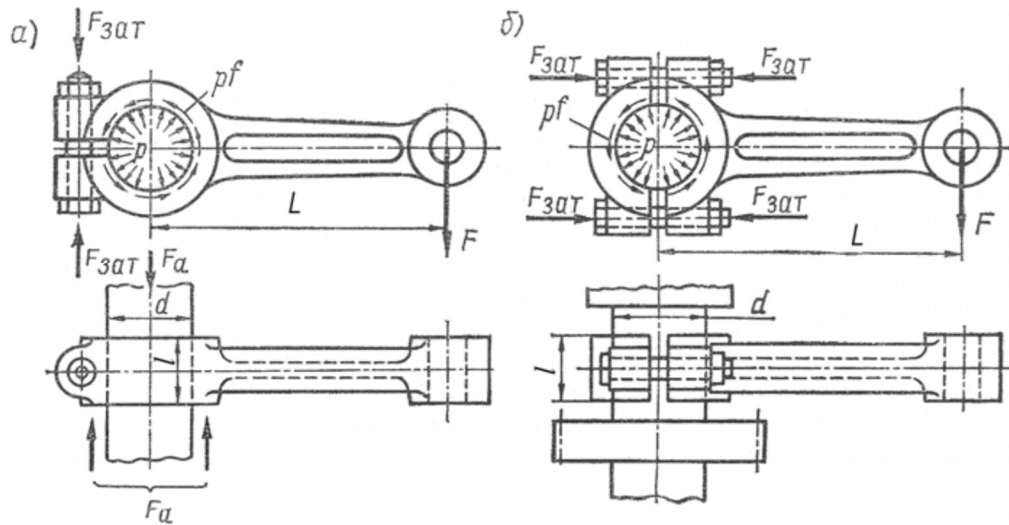


Рис. 6

Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму на любую часть вала независимо от формы и размеров соседних участков вала, а также без снятия других деталей, уже установленных на вал. После затяжки болтов ступица оказывается прижатой к валу, в соединении возникает давление p на поверхности контакта и силы трения, которые позволяют нагружать клеммовое соединение как вращающим моментом, так и осевой силой.

К достоинствам клеммового соединения относятся простота монтажа и демонтажа, самопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и в окружном направлении (регулировка положения тяг и рычагов в механизмах управления). К недостаткам можно отнести малую несущую способность, нестабильность коэффициента трения и рассеяние нагрузочной способности.

При расчете клеммового соединения обычно определяют силу затяжки болтов, обеспечивающую необходимую силу прижатия клеммы к валу и передачу соединением заданной нагрузки. По необходимой силе затяжки определяют размер болтов. В приближенных расчетах принимают, что при затяжке болтов клемма прижимается к валу всей внутренней поверхностью, а удельное давление p равномерно распределяется по поверхности контакта клеммы с валом.

Условие прочности сцепления клеммы с валом при действии вращающего момента $T = F \cdot L$ выражают в виде

$$0.5\pi p f l d_2 > T,$$

а при действии осевой силы

$$\pi f l d > F_a.$$

Необходимое усилие затяжки одного болта при действии вращающего момента

$$F_{\text{зат}} > T K / \pi f d l z.$$

А при действии осевой силы

$$F_{\text{зат}} > F_a K / 2 \pi f l z,$$

где z – число болтов, стягивающих полуступицу с одной стороны; f – коэффициент трения ($f = 0.15 \dots 0.18$); l – длина клеммы в направлении оси соединения; d – диаметр вала; K – коэффициент запаса прочности соединения ($K = 1,3 \dots 1,5$).

Необходимый диаметр болта определяют исходя из усилия затяжки по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_{\text{зат}}}{\pi [\sigma]}}$$

ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения служат для соединения вала со ступицей (зубчатых колес, шкивов, звездочек и т.д.) и передачи вращающего момента. Шпонка закладывается в пазы вала и ступицы. Соединения могут быть напряженными и ненапряженными. Напряженные соединения образуются клиновыми шпонками, имеющие по длине форму клина, рабочими гранями у них являются верхняя и нижняя, а по боковым плоскостям зазор. При запрессовке шпонки она смещает центр ступицы относительно центра вала и перекашивает торцовую поверхность ступицы относительно оси вала. Все это вызывает изгибные колебания вала. Шпонки стандартизованы, но находят ограниченное применение.

Ненапряженные шпоночные соединения осуществляются призматическими (рис. 7) и сегментными шпонками (рис. 9). Призматические шпонки широко применяют во всех отраслях машиностроения. Простота конструкции и низкая стоимость – главные достоинства соединения. Однако соединение ослабляет вал и ступицу шпоночными пазами; прочность соединения ниже прочности вала и ступицы; передаваемая нагрузка концентрируется в зоне шпонки; соединение требует ручной пригонки шпонки по пазу.

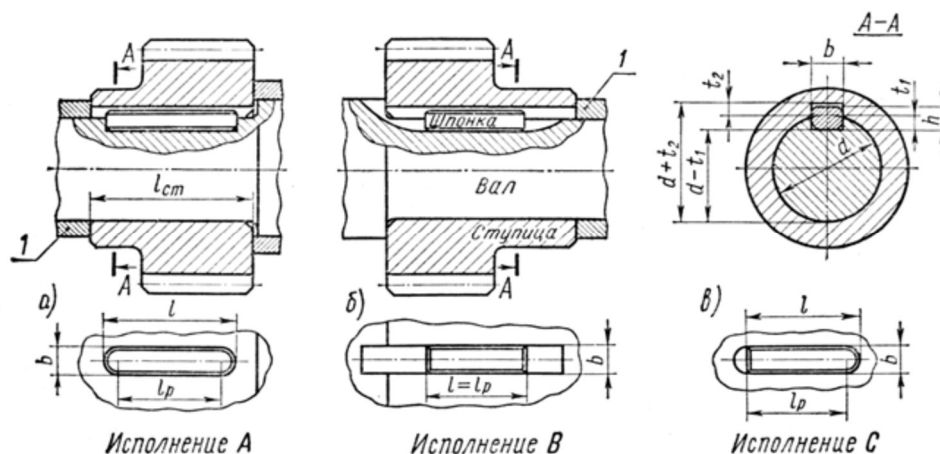


Рис. 7

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение с высотой h и шириной b . Они определяются по ГОСТ 23360-78 в зависимости от диаметра вала d . Длина шпонки l принимается, согласуясь с размером ступицы (обычно шпонка имеет длину на 5...10 мм меньше) и округляется до стандартного значения.

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами - исполнение А (рис. 7, а), с плоскими торцами – исполнение В (рис. 7, б) и с одним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение С (рис. 7, в). Осевое фиксирование шпонки на валу наиболее просто осуществляют применением глухого паза, изготовленного концевой (пальцевой) фрезой (рис 7, а). Предпочтительно изготовление шпоночного паза на валу дисковой фрезой (рис. 7, б), при этом достигается более высокая точность выполнения размера b шпоночного паза и меньшая концентрация напряжений. Пазы в ступице выполняют долблением (строганием) или протягиванием одношлицевой протяжкой.

Действующий на соединение вращающий момент T вызывает напряжения среза $\tau_{ср}$ в шпонке и напряжения смятия $\sigma_{см}$ на боковых гранях шпонки и пазов ступицы и вала. При стандартизации размеров b и h , а также глубины врезания шпонок принято, чтобы несущую способность соединения определяли напряжения смятия (рис. 8)

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{dl(k-f)} \leq [\sigma_{см}]$$

T – вращающий момент, Н.м; d – посадочный диаметр, мм; l_p – рабочая длина шпонки, мм; для шпонки с плоскими торцами $l_p = l$; со скругленными торцами $l_p = l - b$; k – глубина врезания шпонки в ступицу, мм; f – фаска шпонки; $f = 0,06h$

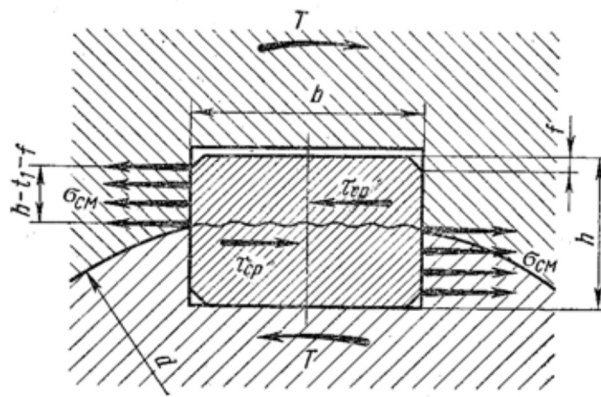


Рис. 8

Призматическими шпонками можно выполнять подвижные и неподвижные соединения. Неподвижные соединения образуются совместно с посадками с натягом. Подвижные в осевом направлении соединения образуются длинными шпонками, которые крепятся к валу винтами, чтобы силы трения при перемещении ступицы не нарушили ее положение. В некоторых конструкциях подвижных соединений целесообразно применять короткие шпонки, прикрепленные к ступице.

Сегментные шпонки (рис 9), изготавливаются по ГОСТ 24071-80 и подобно призматическим, работают боковыми гранями.

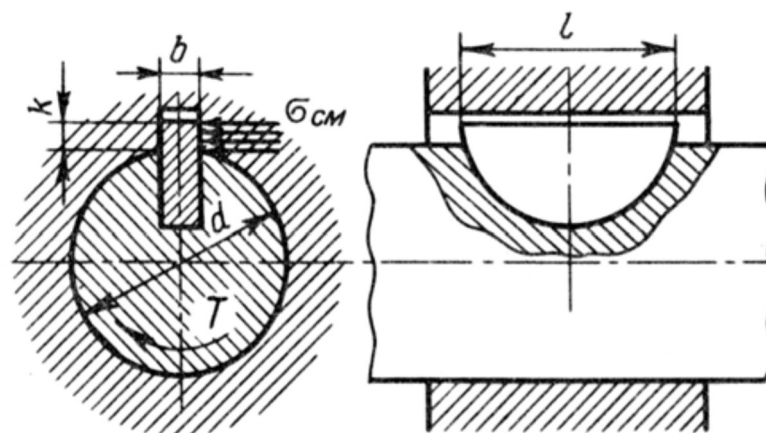


Рис. 9

Для сегментных шпонок пазы на валах обрабатывают дисковыми, калиброванными по ширине фрезами с точностью и производительностью большей, чем для призматических шпонок. Шпонки изготавливают из чистотянутых сегментных профилей.

Достоинствами соединений с сегментными шпонками являются: простота конструкции, взаимозаменяемость и технологичность. Устойчивое положение шпонки в глубоком пазу вала исключает возможность ее перекоса. Недостатки: необходимость глубокой канавки под шпонку на валу ослабляет вал, а малая длина шпонок ограничивает нагрузочную способность соединения.

Сегментные шпонки характеризуются двумя основными параметрами шириной b и длиной заготовки d_1 . Высота шпонки $h = 0,4 d_1$; длина $l = l_p = d_1$. Расчет сегментных шпонок производится так же, как призматических.

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности не ниже 500 МПа. Значение допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и ступицы. Для неподвижных соединений допускают:

при переходных посадках $\sigma_{см} = 80...150$ МПа;

при посадках с натягом $\sigma_{см} = 110...200$ МПа;

в подвижных соединениях $\sigma_{см} = 20...30$ МПа.

ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевое соединение применяют для соединения валов со ступицами зубчатых колес, шкивов, дисков фрикционных муфт.

Шлицевое соединение условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки изготовлены заодно с валом. Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными: они имеют меньшие радиальные габариты, высокую нагрузочную способность, взаимозаменяемы и обеспечивают хорошее центрирование деталей. Передаваемая нагрузка распределена по длине окружности, увеличена площадь контакта соединяемых деталей. Зубчатые соединения могут быть подвижными и неподвижными. В зависимости от профиля зубьев различают соединения с прямобочными (рис. 10, а), эвольвентными (рис. 10, г) и треугольными зубьями (рис. 10, е). Стандартизованы прямобочные и эвольвентные соединения.

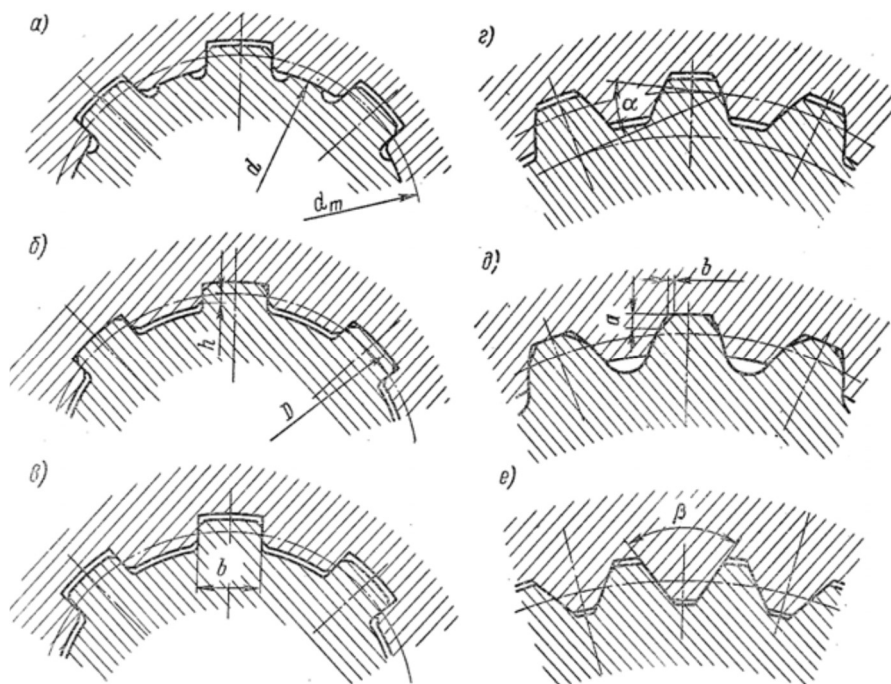


Рис. 10

Основными параметрами прямобочного профиля (ГОСТ 1139-80) являются: число зубьев z ($z = 6 \dots 20$); внутренний диаметр d ; наружный диаметр D ; толщина зубьев b ; размер фаски f . В зависимости от числа зубьев и их высоты стандарт предусматривает три серии: легкую, среднюю и тяжелую для диаметров валов от 14 до 125 мм. Центрирование зубьев может производиться по наружному, внутреннему диаметрам и боковым граням. Центрирование по диаметрам производится для обеспечения соосности вала и ступицы. Для выравнивания нагрузки между зубьями производится центрирование по боковым граням.

Стандартом предусмотрено три формы исполнения зубьев вала и одна – для впадин втулки.

Соединения с эвольвентным профилем (ГОСТ 6033-80) по сравнению с прямобочными имеют следующие достоинства: более технологичны, чем прямобочные, зубья можно нарезать на зуборезных станках и получать более высокую точность. Центрирование может производиться по боковым граням и реже по наружному диаметру. Они имеют повышенную прочность на изгиб вследствие утолщения зубьев у основания и на смятие из-за увеличения числа зубьев; в производстве требуется меньшая номенклатура фрез; так как эвольвентные зубья одинакового модуля можно нарезать одной фрезой, в то время как при изготовлении прямобочных зубьев для каждого размера и числа зубьев требуется отдельная фреза. Размерный стандартный ряд предусматривает эвольвентное соединение диаметром от 40 до 500 мм, с модулем $m = 0.5 \dots 10$ мм и числом зубьев $z = 6 \dots 82$.

Основными видами отказов шлицевых соединений являются износ и смятие рабочих поверхностей, возможны усталостные разрушения валов, разрывы втулок-ступиц, а также срез зубьев. Износ является следствием работы сил трения при микроперемещениях контактирующих поверхностей в процессе работы, а также при работе в абразивной среде и плохой смазке. Смятие рабочих поверхностей, а также срез зубьев может происходить при больших перегрузках.

Расчет шлицевых соединений производят по двум критериям работоспособности: сопротивлению смятия и изнашиванию. Расчет по критерию смятия в качестве основного производится для соединений, нагруженных только вращающим моментом. Расчет сводят к проверке условия (рис. 11)

$$\sigma_{см} = 2T / K_z d_{cp} z h l < [\sigma_{см}]$$

где T – вращающий момент, Н·м; K_z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (рекомендуется принимать $K = 0,7 \dots 0,8$); d_{cp} – средний диаметр соединения, мм; h – рабочая высота зубьев, мм; l – длина соединения, мм; z – число зубьев; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжения смятия, МПа.

Для прямобочного профиля

$$h = 0.5(D - d) - 2f; d_{cp} = 0.5(D + d);$$

где D – наружный диаметр зубьев вала; d – внутренний диаметр вала; f – размер фаски.

где m – модуль зубьев соединения, мм.

Допускаемые напряжения смятия при среднем режиме работы можно принимать: для неподвижного соединения с термообработкой $[\sigma_{см}] = 100...140$ МПа и без термической обработки $[\sigma_{см}] = 60...100$ МПа; для подвижных соединений под нагрузкой $[\sigma_{см}] = 10...20$ МПа; с передвижением без нагрузки $[\sigma_{см}] = 30...60$ МПа.

Соединения с треугольными зубьями применяют преимущественно для неподвижных соединений при тонкостенных втулках, а также в соединениях валов со ступицами из легких сплавов. Они позволяют координировать положение вала и втулки в пределах малых углов. Они применяются с углом профиля 60° при диаметрах до 60 мм. Они применяются в авиационных и автомобильных коробках передач. Для всех соединений длина зубьев выбирается в зависимости от длины ступицы, а при подвижных соединениях от величины хода.

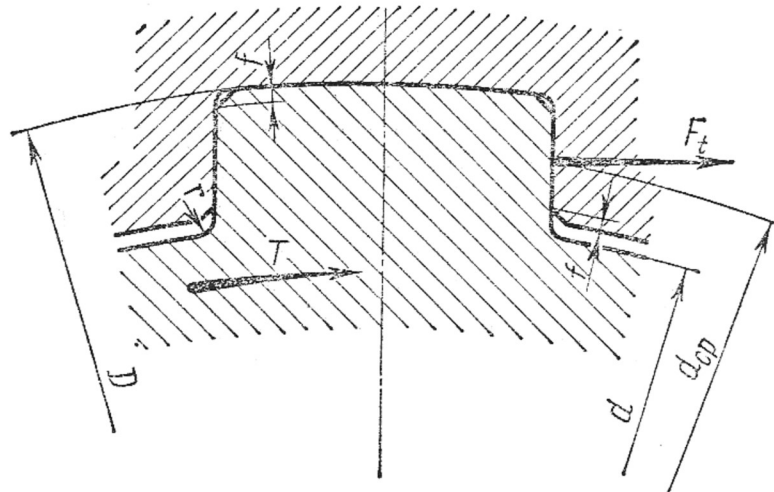


Рис. 11

СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения шпонок, зубьев и т.д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить соединение вала с натягом, а при сборке одну деталь запрессовать в другую (рис. 12)

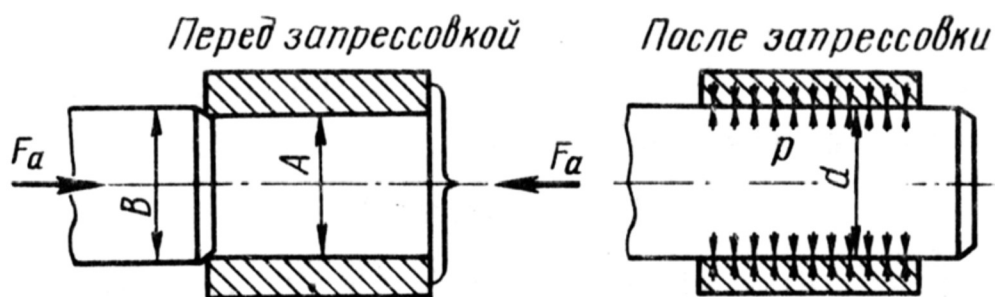


Рис. 12

Натягом называют положительную разность диаметров вала и отверстия, $N = B - A$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр посадочных поверхностей становится общим. На поверхности посадки возникают удельные давления p и соответствующие ему силы трения. Соединения с натягом применяют для установки на валы и оси зубчатых колес, шкивов, звездочек, колец подшипников качения. Соединения с натягом применяют для изготовления составных деталей, например, зубчатых и червячных колес, коленчатых валов. Детали одного соединения могут быть изготовлены из одинаковых или разных материалов.

Достоинства цилиндрических соединений с натягом: простота конструкции, хорошее центрирование, возможность восприятия больших нагрузок. К недостаткам можно отнести сложность сборки и разборки, рассеяние натяга и нагрузочной способности.

Надежность соединения с натягом зависит от размера натяга, который принимается в соответствие с выбранной посадкой, установленной стандартной системой допусков и посадок. Существует несколько способов получения соединения с натягом.

Запрессовка. Это простейший и высокопроизводительный способ, обеспечивающий возможность контроля нагрузочной способности путем измерения силы запрессовки. Однако существует опасность повреждения посадочных поверхностей; коэффициент трения может иметь различную величину из-за сглаживания микронеровностей поверхностей контакта, а также при запрессовке без смазки или со смазкой.

Нагрев охватываемой детали технологически отработанный и простой способ, обеспечивающий повышение коэффициента трения и нагрузочной способности примерно в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой, так как отсутствует срезание микронеровностей. Этот способ эффективен при больших длинах посадочных поверхностей. Недостатком может быть изменение механических характеристик материала или коробления нагреваемой детали.

Охлаждение охватываемой детали преимущественно применяют для установки небольших деталей в массивные, крупные детали. Этот способ практически лишен недостатков.

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В настоящее время освоена сварка всех конструкционных сталей, чугуна, алюминиевых сплавов и цветных металлов, пластмасс. Сварка позволяет соединять детали, а также изготавливать сами детали или их заготовки заменяя литье. Литые детали имеют массу в 2...3 раза больше, чем сварные. Сварные конструкции вытеснили клепаные как из машиностроения, так и из строительства. Сварные соединения – наиболее рациональный и распространенный вид неразъемных соединений, приближающий по форме составные детали к целым; их широко применяют в строительстве и машиностроении.

Разработано много видов сварки: ручная, автоматическая под слоем флюса, электроконтактная, электроннолучевая в вакуумной камере и др.

Стыковое сварное соединение является наиболее простым и надежным. Его применяют везде, где допускает конструкция детали. В зависимости от толщины соединяемых элементов соединение выполняют с обработкой или без обработки кромок (рис. 13).

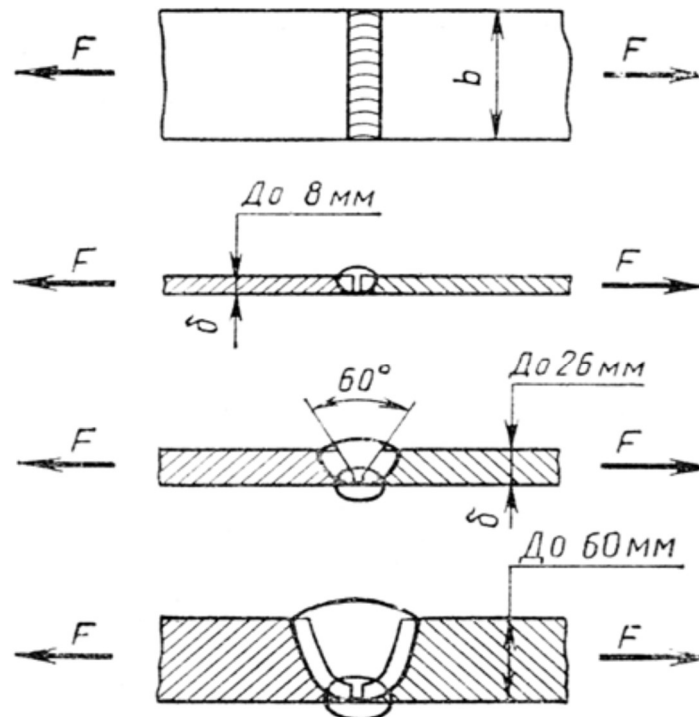


Рис. 13

Достоинства сварных соединений:

- возможность получения изделий больших размеров (кузова автомобилей, резервуары, фермы, мосты и др.)
- снижение массы по сравнению с литыми деталями до 30...50%, с клепаными – до 20%;
- снижение стоимости изготовления сложных деталей в условиях единичного и мелкосерийного производства;
- малая трудоемкость, невысокая стоимость оборудования.

К недостаткам сварных конструкций относятся:

- появление остаточных напряжений в свариваемых элементах, коробление, плохое восприятие переменных и особенно вибрационных нагрузок;
- сложность и трудоемкость контроля качества сварных швов (визуального, ультразвукового, рентгеновского и др.);
- местный нагрев вызывает в зоне термического влияния изменение механических свойств металла.