

Продолжение курса лекций по метрологии и стандартизации для группы № 4-17-2

Урок №25 Характеристика крепежных резьб

Резьбовым называют соединение составных частей изделия с применением детали, имеющей резьбу.

Резьба представляет собой чередующиеся выступы и впадины на поверхности тела вращения, расположенные по винтовой линии. Основные определения, относящиеся к резьбам общего назначения, стандартизованы.

Резьбовые соединения являются самым распространенным видом соединений вообще и разъемных в частности. В современных машинах детали, имеющие резьбу, составляют свыше 60% от общего количества деталей. Широкое применение резьбовых соединений в машиностроении объясняется их достоинствами: универсальностью, высокой надежностью, малыми габаритами и весом крепежных резьбовых деталей, способностью создавать и воспринимать большие осевые усилия, технологичностью и возможностью точного изготовления.

Недостатки резьбовых деталей: значительная концентрация напряжений в местах резкого изменения поперечного сечения и низкий к.п.д. подвижных резьбовых соединений.

Резьбы изготовляют либо пластической деформацией (накатка на резьбонакатных станках, выдавливание на тонкостенных металлических изделиях), либо резанием (на токарно-винторезных, резьбонарезных, резьбофрезерных, резьбошлифовальных станках или вручную метчиками и плашками); на деталях из стекла, пластмассы, металлокерамики, иногда на деталях из чугуна резьбу изготовляют отлитой или прессованием. Следует отметить, что накатывание резьбы круглыми или плоскими плашками на резьбонакатных станках — самый высокопроизводительный метод, с помощью которого изготавливается большинство стандартных крепежных деталей с наружной резьбой, причем накатанная резьба прочнее нарезанной, так как в первом случае не происходит перерезание волокон металла заготовки, а поверхность резьбы наклепывается.

Урок №26 Основные параметры резьбы

Диаметры стержней под накатывание и нарезание резьб, диаметры отверстий под нарезание резьб, а также выход резьбы (сбеги, недорезы, проточки и фаски) стандартизованы. Кроме того, стандартизованы метки (в виде прорезей) на деталях с левой резьбой.

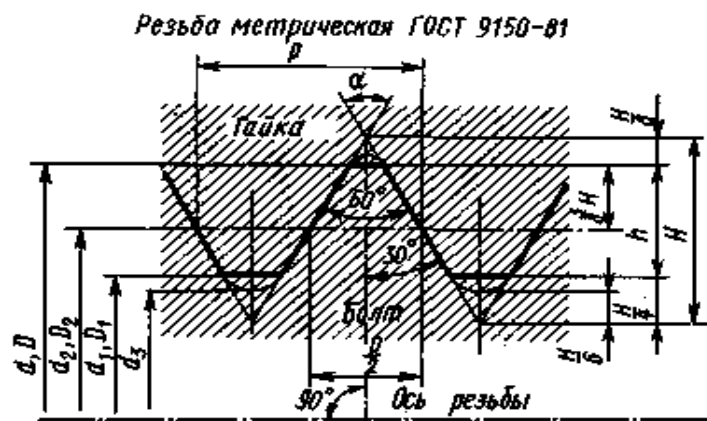


Рис. 3.1

Основные геометрические параметры резьбы: наружный диаметр d, D (по стандартам диаметры наружной резьбы обозначают строчными, а диаметры внутренней резьбы — прописными буквами); внутренний диаметр d_1, D_1 ; средний диаметр d_2, D_2 — диаметр воображаемого цилиндра, на поверхности которого толщина витка равна ширине впадины; угол профиля α ; шаг резьбы p — расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля в направлении, параллельном оси резьбы; число заходов n (заходность резьбы легко определяется на торце винта по числу сбегающих витков); ход

резьбы $P_n = p \cdot n$ — величина относительно осевого перемещения гайки или винта за один оборот (в целях унификации обозначений шаг резьбы, как и шаг зубьев зубчатых колес, будем обозначать строчной буквой p , а не прописной, как по стандартам на резьбы).

К основным параметрам относится угол подъема резьбы ψ — угол, образованный касательной к винтовой линии резьбы в точках, лежащих на среднем диаметре, и плоскостью, перпендикулярной оси резьбы. Угол подъема резьбы определяется зависимостью

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p}{\pi d_2}$$

Диаметр, условно характеризующий размер резьбы, называется номинальным, для большинства резьб в качестве номинального диаметра резьбы принимается наружный диаметр.

Классификация резьб. Классифицировать резьбы можно по многим признакам: по форме профиля (треугольная, трапециевидная, упорная, прямоугольная, круглая и др.); по форме поверхности (цилиндрическая, коническая); по расположению (наружная, внутренняя); по числу заходов (однозаходная, многозаходная); по направлению заходов (правая, левая); по величине шага (с крупным, с мелким); по эксплуатационному назначению (крепежная, крепежно-уплотнительная, ходовая, специальная).

Крепежные резьбы (метрическая, дюймовая) предназначены для скрепления деталей; крепежно-уплотнительные (трубные, конические) применяют в соединениях, требующих не только прочности, но и герметичности; ходовые резьбы (трапециевидная, упорная, прямоугольная) служат для передачи

движения и применяются в передачах винт — гайка, которые будут рассматриваться позже; специальные резьбы (круглая, окулярная, часовая и др.) имеют специальное назначение. Большинство применяемых в нашей стране резьб стандартизовано.

Метрическая резьба. Форма и размеры профиля этой резьбы, диаметры и шаги, основные размеры регламентированы стандартами. Кроме того, стандартизованы резьба метрическая для приборостроения, резьба метрическая коническая, резьба метрическая на деталях из пластмасс.

Метрическая резьба имеет исходный профиль в виде равностороннего треугольника с высотой H , вершины профиля срезаны, как показано на рисунке (см. выше), а впадины притуплены, что необходимо для уменьшения концентрации напряжений и по технологическим соображениям (для увеличения стойкости резьбонарезного и резьбонакатного инструмента). Форма впадины резьбы болта может быть закругленной или плоскосрезанной. В резьбе предусмотрен радиальный зазор, который делает ее негерметичной.

По стандарту метрические резьбы делятся на резьбы с крупным и мелким шагом. При одном и том же номинальном диаметре метрическая резьба может иметь один крупный и пять мелких шагов, например, при номинальном диаметре 20 мм метрическая резьба имеет крупный шаг, равный 2,5 мм, и пять мелких шагов, равных 2; 1,5; 1; 0,75; 0,5 мм. Резьбы с мелким шагом имеют меньшую высоту профиля и меньше ослабляют сечение детали; кроме того, эти резьбы имеют меньшие углы подъема резьбы и обладают повышенным самоторможением. Поэтому резьбы с мелким шагом применяют для соединения мелких тонкостенных деталей и при действии динамических нагрузок.

В машиностроении основное применение находит метрическая резьба с крупным шагом как более прочная и менее чувствительная к ошибкам изготовления и износу. Крепежные резьбовые детали имеют обычно правую однозаходную резьбу, левая резьба применяется редко.

Дюймовая резьба. Эта крепежная резьба имеет треугольный профиль с углом $\alpha = 55^\circ$, номинальный диаметр ее задается в дюймах (1 дюйм=25,4мм), а шаг — числом витков, приходящихся на один дюйм длины резьбы. Дюймовая резьба подобна применяемой в Англии, США и некоторых других странах резьбе Витворта; она используется у нас лишь при ремонте импортных машин. Применение дюймовой крепежной резьбы в новых конструкциях запрещено, а стандарт на нее ликвидирован без замены.

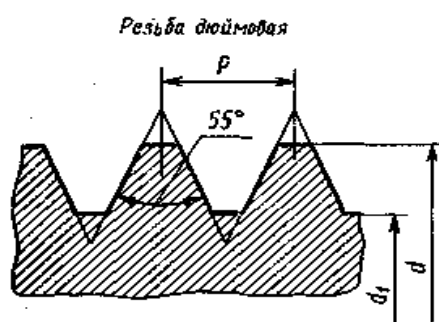


Рис. 3.2

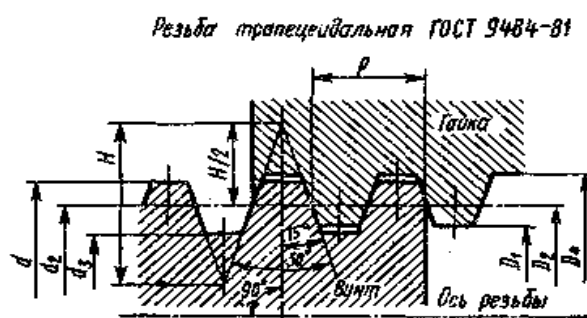


Рис. 3.3

Из дюймовых резьб в нашей стране стандартизованы и находят применение: трубная цилиндрическая, трубная коническая (обе с углом профиля 55°) и коническая дюймовая с углом профиля 60° . Эти резьбы применяют в трубопроводах, они являются крепежно-уплотнительными.

Трапецеидальная резьба. Профиль этой резьбы представляет собой равнобокую трапецию с углом между боковыми сторонами $\alpha=30^\circ$. Профили, основные размеры и допуски трапецеидальных резьб стандартизованы, причем предусмотрены резьбы с мелким, средним и крупным шагами.

Упорная резьба. Профиль этой резьбы представляет собой неравнобокую трапецию с углами наклона боковых сторон к прямой, перпендикулярной оси резьбы, равными 3 и 30° . Основные размеры и допуски упорной резьбы для диаметров от 10 до 600 мм регламентированы ГОСТом. Стандартизована также резьба упорная усиленная для диаметров от 80 до 2000 мм, у которой одна сторона профиля наклонена под углом 45° .

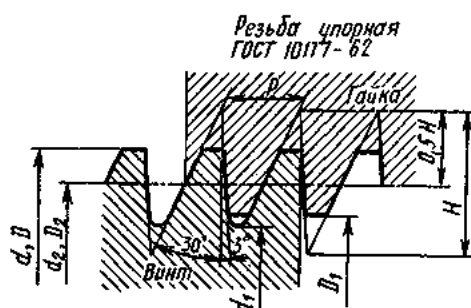


Рис. 3.4

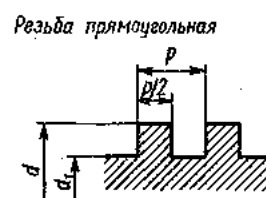


Рис. 3.5

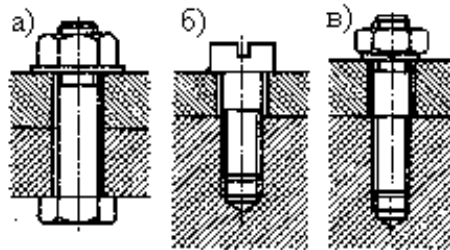
Трапецеидальная и упорная резьбы являются ходовыми и применяются в передачах винт—гайка. Так, например, трапецеидальная резьба применяется для ходовых винтов токарно-винторезных станков, где возникают реверсивные нагрузки; упорная резьба применяется при односторонних нагрузках, например для грузовых винтов домкратов и прессов, причем усилие воспринимается стороной, имеющей угол наклона 3° .

Трапецеидальную и упорную резьбы можно нарезать на резьбофрезерных, токарно-винторезных станках (последний способ значительно менее производителен), а окончательную обработку производить на резьбошлифовальных станках.

Прямоугольная резьба. Эта резьба не стандартизована и имеет ограниченное применение в неответственных передачах винт — гайка. Эта резьба из всех имеет наибольший к.п.д., но ее нельзя фрезеровать и шлифовать, так как угол профиля $\alpha=0$; прочность прямоугольной резьбы ниже, чем у других резьб.

Урок №27 Резьбовые соединения с зазором

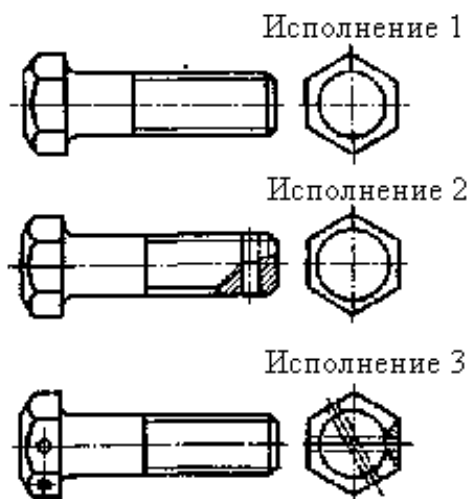
Крепежные резьбовые соединения и их детали



Основные и наиболее распространенные типы крепежных резьбовых соединений: болтовое (а), винтовое (б) и шпильчное (в). Детали этих соединений: болты, гайки, винты, шпильки и шайбы. Геометрические формы, размеры, варианты исполнения и технические требования на эти детали и их элементы регламентированы многочисленными стандартами.

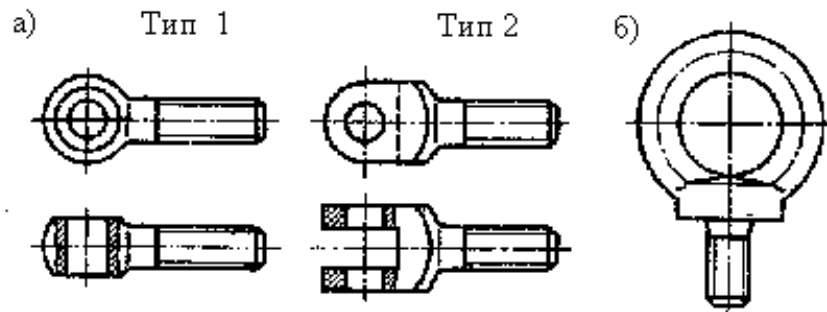
Наиболее дешевы и технологически просты болтовые соединения, так как они не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Соединения винтами и шпильками применяют в тех случаях, когда одна из соединяемых деталей имеет значительную толщину. Болтовые и шпильчные соединения используют тогда, когда в процессе эксплуатации соединяемые детали подвергаются многократной разборке и сборке.

Детали резьбовых соединений делятся на детали общего назначения и специальные.



Болты общего назначения с шестигранной головкой бывают грубой, нормальной и повышенной точности трех исполнений: без отверстий, с отверстием в стержне и с отверстиями в головке. Стандартами предусмотрены разные варианты конструкций болтов: с уменьшенной шестигранной головкой, с направляющим подголовком, с полукруглой головкой, потайной головкой, усом,

квадратным подголовком и др. Кроме того, стандартизованы болты откидные двух типов, служащие для быстрого зажима и освобождения деталей; рым-болты, которые служат для транспортировки тяжелых деталей или изделий, например больших редукторов; болты фундаментные, применяемые для крепления станины или корпуса изделия к фундаменту, болты высокопрочные, болты конические и др.



Гайки общего назначения шестигранные бывают грубой, нормальной и повышенной точности с одной или двумя наружными фасками. Стандартами предусмотрены разные варианты конструкций гаек: с уменьшенным размером «под ключ», гайки высокие, особо высокие, низкие, прорезные и корончатые. Кроме того, стандартизованы гайки круглые шлицевые и с отверстиями «под ключ», расположенными радиально или на торце, гайки-барашки для завинчивания без ключа, гайки колпачковые, гайки высокопрочные и др.

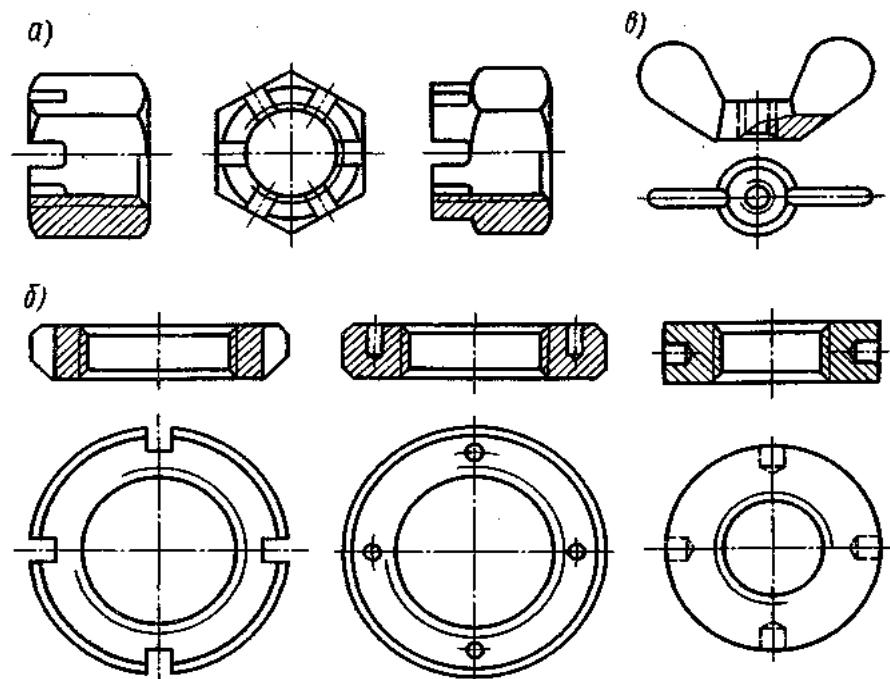


Рис. 3.9

Винты общего назначения делятся на крепежные и установочные: последние служат для фиксации положения деталей, причем форма и размеры отверстий под установочные винты стандартизованы. Винты в зависимости от формы головок бывают: с полукруглой (а), цилиндрической (б), с цилиндрической скругленной (в), с полупотайной (г), с потайной (д), головками с шестигранным углублением под ключ (е), с крестообразным шлицем под специальную отвертку,

с накатанной головкой, с шестигранной и квадратной головками и др. Кроме того, стандартизованы винты самонарезающие для металла и пластмассы, винты невыпадающие и шурупы, служащие для соединения деталей из дерева и мягких пластмасс; в отличие от винтов шурупы имеют острый конический конец и резьбу с крупным шагом.

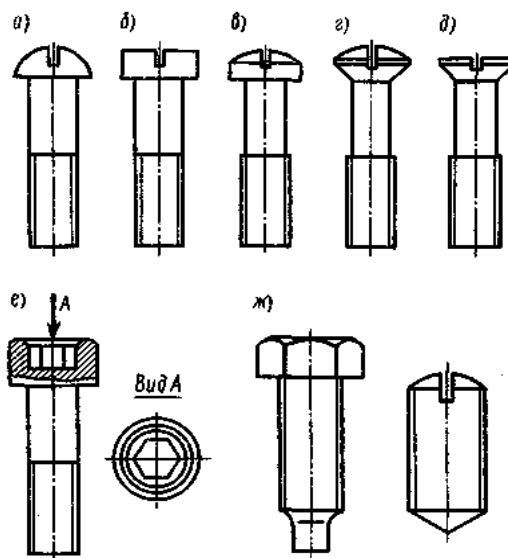


Рис. 3.10

Стержни крепежных винтов (как и болтов) могут иметь одинаковый по всей длине диаметр, либо быть с уменьшенным диаметром ненарезанной части.

В машиностроении чаще других применяют винты с шестигранными головками, так как они позволяют осуществить ключом большую силу затяжки и удобны при завинчивании и отвинчивании (поворот ключа до перехвата всего на $\frac{1}{6}$ оборота).

Шпильки могут иметь ввинчиваемые концы нормальной и повышенной точности с длиной их от d до $2,5d$, где d —диаметр шпильки. Конструкция и размеры шпилек стандартизованы.

Концы болтов, винтов и шпилек регламентированы специальным стандартом и показаны на рисунке.

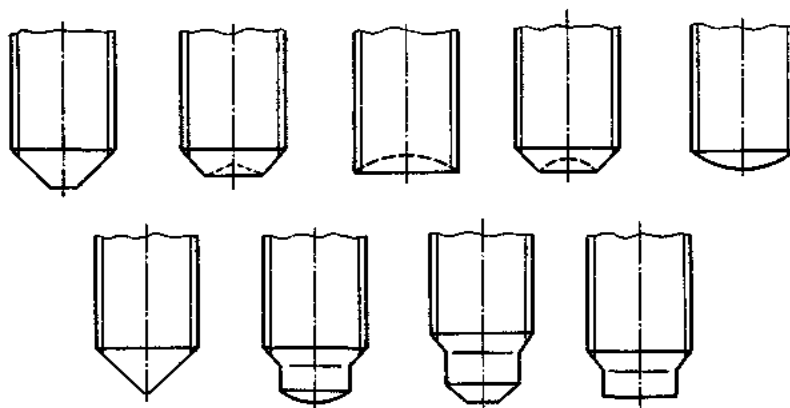


Рис. 3.11

Технические требования на крепежные резьбовые детали стандартизованы и устанавливают для болтов, винтов и шпилек из углеродистых и легированных сталей двенадцать классов прочности в зависимости от значения минимального временного сопротивления и предела текучести стали; для гаек из тех же материалов установлено семь классов прочности.

Шайбы подкладывают под гайки или головки болтов для увеличения опорной площади, уменьшения напряжений смятия и предохранения деталей от задиrow. Стальные шайбы цилиндрической формы согласно стандартам изготавливают двух исполнений (без фасок и с одной наружной фаской) и двух классов точности А и С. Кроме того, стандартизованы шайбы увеличенные и уменьшенные, шайбы стопорные с внутренними и наружными зубьями, шайбы косые (для соединения деталей, имеющих уклон), шайбы упорные быстросъемные, шайбы к высокопрочным болтам, шайбы пружинные и др. Для предотвращения изгиба стержня болта или шпильки и перекоса опорных поверхностей применяют сферические шайбы.

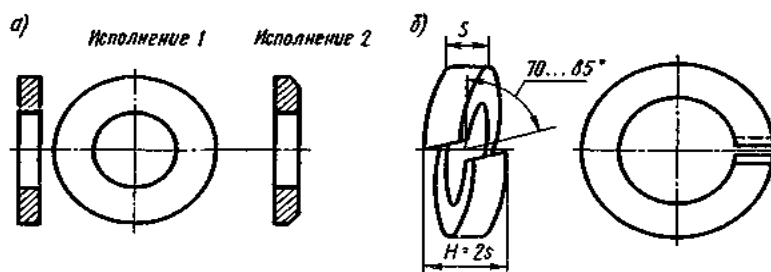


Рис. 3.12

Средства против самоотвинчивания резьбовых деталей.

Все крепежные резьбы однозаходные имеют малый угол подъема резьбы и удовлетворяют условию самоторможения. Однако опыт эксплуатации резьбовых соединений показывает, что при вибрациях, переменной или ударной нагрузке происходит ослабление резьбового соединения и самоотвинчивание деталей. Для повышения надежности и предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания (иначе говоря, для стопорения)

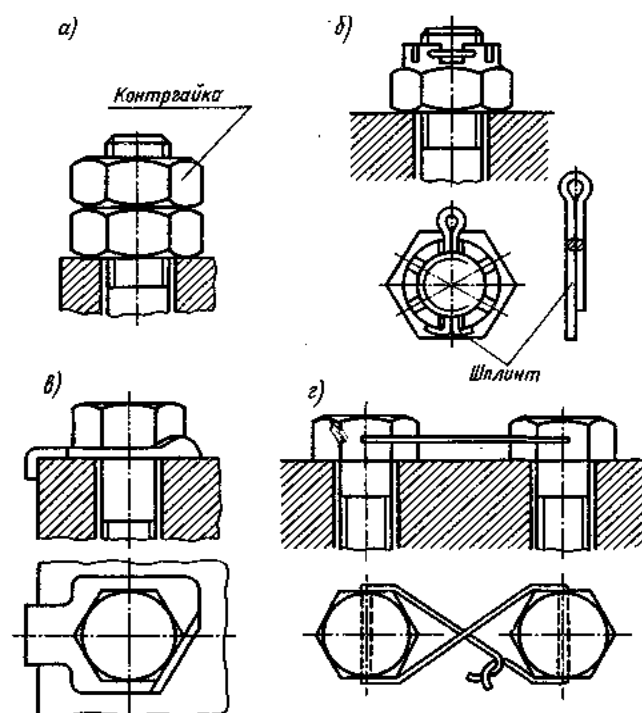


Рис. 3.13

применяют различные способы. Первый из них основан на том, что в резьбе создается дополнительное трение путем установки контргайки или пружинной шайбы, применения контргаек цапгового типа, самоконтрящихся гаек и т. д. Заметим, что пружинные шайбы для правой и левой резьб должны иметь разное направление витка и наклон прорези, так как острые края шайбы должны врезаться в тело гайки и детали и дополнительно препятствовать самоотвинчиванию. Второй способ заключается в жестком соединении болта и гайки с помощью специальных деталей, например стандартного шплинта, для чего применяют прорезные или корончатые гайки и болты с отверстиями в стержне; жесткое соединение гайки или винта с деталью можно осуществить с помощью стандартной стопорной шайбы с лапкой; жесткое соединение болтов иногда выполняют с помощью проволоки. Третий способ предохранения от самоотвинчивания заключается в превращении резьбового соединения в неразъемное и применяют его для соединений, не требующих разборки (путем приварки, кернения, расклепывания) или разбирающихся очень редко (путем пайки, а для мелких резьбовых деталей применяют лак, краску, смолу).

Урок № 28 Поля допусков наружной и внутренней резьбы

Основным критерием работоспособности крепежных резьбовых соединений является прочность. Стандартные крепежные детали сконструированы равнопрочными по следующим параметрам: по напряжениям среза и смятия в резьбе, напряжениям растяжения в нарезанной части стержня и в месте перехода стержня в головку. Поэтому для стандартных крепежных деталей в качестве главного критерия работоспособности принята прочность стержня на растяжение, и по ней ведут расчет болтов, винтов и шпилек. Расчет резьбы на прочность выполняют в качестве проверочного лишь для нестандартных деталей.

Расчет резьбы. Как показали исследования, проведенные Н.Е.Жуковским, силы взаимодействия между витками резьбы винта и гайки распределены в значительной степени неравномерно, однако действительный характер распределения нагрузки по виткам зависит от многих факторов, трудно поддающихся учету (неточности изготовления, степени износа резьбы, материала и конструкции гайки и болта и т. д.). Поэтому при расчете резьбы условно считают, что все витки нагружены одинаково, а неточность в расчете компенсируют значением допускаемого напряжения.

Условие прочности резьбы на срез имеет вид

$$\tau_{\text{рп}} = \frac{Q}{A_{\text{рп}}} \leq [\tau_{\text{рп}}]$$

где Q — осевая сила; $A_{\text{рп}}$ — площадь среза витков нарезки; для винта $A_{\text{рп}} = \pi d_1 k H_{\text{г}}$, для гайки $A_{\text{рп}} = \pi D k H_{\text{г}}$. Здесь $H_{\text{г}}$ — высота гайки; k — коэффициент, учитывающий ширину основания витков резьбы. Если винт и гайка из одного материала, то на срез проверяют только винт, так как $d_1 < D$. Условие прочности резьбы на смятие имеет вид

где $A_{\text{рм}}$ — условная площадь смятия (проекция площади контакта резьбы винта и гайки на плоскость, перпендикулярную оси): $A_{\text{рм}} = \pi d_2 h z$, где z — длина одного

витка по среднему диаметру; h — рабочая высота профиля резьбы; P — число витков резьбы в гайке высотой $H_{\text{г}}$; p — шаг резьбы (по стандарту рабочая высота профиля резьбы обозначена H_1).

Расчет незатянутых болтов. Характерный пример незатянутого резьбового соединения — крепление крюка грузоподъемного механизма.

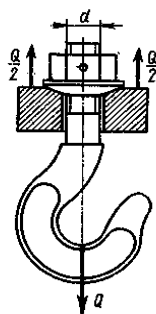


Рис. 3.15

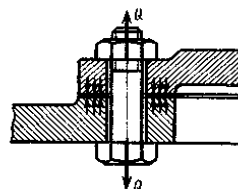


Рис. 3.16

Под действием силы тяжести груза Q стержень крюка работает на растяжение, а опасным будет сечение, ослабленное нарезкой. Статическая прочность стержня с резьбой (которая испытывает объемное напряженное состояние) приблизительно на 10% выше, чем гладкого стержня без резьбы. Поэтому расчет стержня с резьбой условно ведут по расчетному диаметру $d_p = d - 0,9p$, где p — шаг

резьбы с номинальным диаметром d (приближенно можно считать $d_p = d_1$).
Условие прочности нарезанной части стержня на растяжение имеет вид

$$\sigma_p = \frac{Q}{A_p} \leq [\sigma_p],$$

где расчетная площадь $A_p = \frac{\pi d_p^2}{4}$. Расчетный диаметр резьбы

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_p]}}$$

По найденному значению расчетного диаметра подбирается стандартная крепежная резьба.

Расчет затянутых болтов. Пример затянутого болтового соединения – крепление крышки люка с прокладкой, где для обеспечения герметичности необходимо создать силу затяжки Q . При этом стержень болта растягивается силой Q и скручивается моментом M_p в резьбе. Напряжение

$$\sigma_p = \frac{Q}{\frac{\pi d_p^2}{4}}, \quad \tau_k = \frac{M_p}{W_p},$$

растяжения $\frac{Q}{\frac{\pi d_p^2}{4}}$, максимальное напряжение кручения

где $W_p = 0,2d_p^3$ – момент сопротивления кручению стержня

болта; $M_p = 0,5Qd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$. Подставив в эти формулы средние значения угла подъема ψ резьбы, приведенного угла трения φ' для метрической крепежной резьбы и применяя энергетическую теорию прочности, получим

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = 1,3\sigma_p.$$

Отсюда, согласно условию прочности $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_p]$, запишем

где $Q_{\text{расч}} = 1,3Q$, а $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении.

Таким образом, болт, работающий на растяжение и кручение, можно условно рассчитывать только на растяжение по осевой силе, увеличенной в 1,3 раза. Тогда

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4Q_{\text{расч}}}{\pi[\sigma_p]}}$$

Здесь уместно отметить, что надежность затянутого болтового соединения в значительной степени зависит от качества монтажа, т. е. от контроля затяжки при заводской сборке, эксплуатации и ремонте. Затяжку контролируют либо путем измерения деформации болтов или специальных упругих шайб, либо с помощью динамометрических ключей.

Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой. Примером такого соединения может служить крепление z болтами крышки работающего под внутренним давлением резервуара. Для такого соединения необходимо обеспечить отсутствие зазора между крышкой и резервуаром при приложении нагрузки R_z , иначе говоря, обеспечить нераскрытие стыка. Введем следующие обозначения: Q – сила первоначальной затяжки болтового соединения; R – внешняя сила, приходящаяся на один болт; F – суммарная нагрузка на один болт (после приложения внешней силы R).

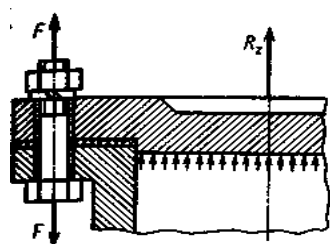


Рис. 3.17

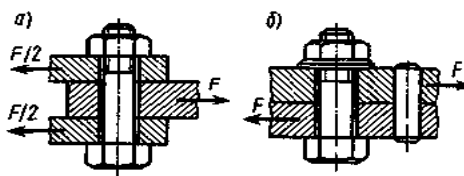


Рис. 3.18

В рассматриваемом случае расчетная сила

$$Q_{\text{расч}} = 1,3Q + kR;$$

где k – коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки воспринимается болтом.

Расчетный диаметр болта

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4Q_{\text{расч}}}{\pi[\sigma_p]}}$$

Расчет болтовых соединений, нагруженных поперечной силой.

Возможны два принципиально отличных друг от друга варианта таких соединений.

В первом варианте болт ставится с зазором и работает на растяжение. Затяжка болтового соединения силой Q создает силу трения, полностью уравновешивающую внешнюю силу F , приходящуюся на один болт, т. е. $F = ifQ$, где i – число плоскостей трения; f – коэффициент сцепления. Для гарантии минимальную силу затяжки, вычисленную из последней формулы, увеличивают, умножая ее на коэффициент запаса сцепления $K=1,3...1,5$, тогда

$$Q = \frac{KF}{if}$$

Расчетная сила для болта $Q_{расч} = 1,3Q$, а расчетный диаметр болта

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4Q_{расч}}{\pi[\sigma_p]}}$$

В рассмотренном варианте соединения сила затяжки до пяти раз может превосходить внешнюю силу и поэтому диаметры болтов получаются большими. Во избежание этого нередко такие соединения разгружают установкой шпонок, штифтов и т. п.

Во втором варианте болт повышенной точности ставят в развернутые отверстия соединяемых деталей без зазора и он работает на срез и смятие.

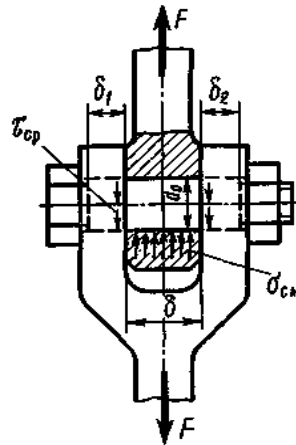


Рис. 3.19

Условия прочности такого болта имеют вид

$$\sigma_{ср} = \frac{F}{d_0 \delta} \leq [\sigma_{ср}]$$

где i —число плоскостей среза; $d_0 \delta$ — условная площадь смятия, причем если $\delta > \delta_1 + \delta_2$, то в расчет (при одинаковом материале деталей) принимается меньшая величина. Обычно из условия прочности на срез определяют диаметр стержня болта, а затем проводят проверочный расчет на смятие.

Во втором варианте конструкции болтового соединения, нагруженного поперечной силой, диаметр стержня болта получается в два-три раза меньше, чем в первом варианте (без разгрузочных деталей).

Допускаемые напряжения. Обычно болты, винты и шпильки изготавливают из пластичных материалов, поэтому допускаемые напряжения при статической нагрузке определяют в зависимости от предела текучести материала, а именно:

при расчете на растяжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]};$$

при расчете на срез

$$[\tau_{ср}] = 0,4\sigma_T;$$

при расчете на смятие

$$[\sigma_{сж}] = 0,8\sigma_T.$$

Значения допускаемого коэффициента запаса прочности $[s]$ зависят от характера нагрузки (статическая или динамическая), качества монтажа соединения (контролируемая или неконтролируемая затяжка), материала крепежных деталей (углеродистая или легированная сталь) и их номинальных диаметров.

Ориентировочно при статической нагрузке крепежных деталей из углеродистых сталей: для незатянутых соединений $[s]=1,5...2$ (в общем машиностроении), $[s]=3...4$ (для грузоподъемного оборудования); для затянутых соединений $[s] = 1,3...2$ (при контролируемой затяжке), $[s]=2,5...3$ (при неконтролируемой затяжке крепежных деталей диаметром более 16 мм). Для крепежных деталей с номинальным диаметром менее 16 мм верхние пределы значений коэффициентов запаса прочности увеличивают в два и более раз ввиду возможности обрыва стержня из-за перетяжки. Для крепежных деталей из легированных сталей (применяемых для более ответственных соединений) значения допускаемых коэффициентов запаса прочности берут примерно на 25% больше, чем для углеродистых сталей.

При переменной нагрузке значения допускаемых коэффициентов запаса прочности рекомендуются в пределах $[s] = 2,5...4$, причем за предельное напряжение принимают предел выносливости материала крепежной детали.

В расчетах на срез при переменной нагрузке значения допускаемых напряжений берут в пределах $[\tau_{ср}] = (0,2...0,3)\sigma_T$; (меньшие значения для легированных сталей).

Урок №29 Допуски и посадки шпоночных соединений

Шпоночное соединение – один из видов соединений вала со втулкой с использованием дополнительного конструктивного элемента (шпонки), предназначенной для предотвращения их взаимного поворота. Чаще всего шпонка используется для передачи крутящего момента в соединениях вращающегося вала с зубчатым колесом или со шкивом, но возможны и другие решения, например – защита вала от проворота относительно неподвижного корпуса. В отличие от соединений с натягом, которые обеспечивают взаимную неподвижность деталей без дополнительных конструктивных элементов, шпоночные соединения – разъемные. Они позволяют осуществлять разборку и повторную сборку конструкции с обеспечением того же эффекта, что и при первичной сборке

Шпоночное соединение включает в себя минимум три посадки: вал-втулка (центрирующее сопряжение) шпонка-паз вала и шпонка-паз втулки. Точность центрирования деталей в шпоночном соединении обеспечивается посадкой втулки на вал. Это обычное гладкое цилиндрическое сопряжение, которое можно назначить с очень малыми зазорами или натягами, следовательно – предпочтительны переходные посадки. В сопряжении (размерной цепи) по высоте шпонки специально предусмотрен зазор по номиналу (суммарная глубина пазов втулки и вала больше высоты шпонки). Возможно еще одно сопряжение – по длине шпонки, если призматическую шпонку с закругленными торцами закладывают в глухой паз на валу.

Шпоночные соединения могут быть подвижными или неподвижными в осевом направлении. В подвижных соединениях часто используют направляющие шпонки с креплением к валу винтами. Вдоль вала с направляющей шпонкой обычно перемещается зубчатое колесо (блок зубчатых колес), полумуфта или другая деталь. Шпонки, закрепленные на втулке, также могут служить для передачи крутящего момента или для предотвращения поворота втулки в процессе ее перемещения вдоль неподвижного вала, как это сделано у кронштейна тяжелой стойки для измерительных головок типа микрокатеров. В этом случае направляющей является вал со шпоночным пазом.

По форме шпонки разделяются на призматические, сегментные, клиновые и тангенциальные. В стандартах предусмотрены разные исполнения шпонок некоторых видов.

Призматические шпонки дают возможность получать как подвижные, так и неподвижные соединения. Сегментные шпонки и клиновые шпонки, как правило, служат для образования неподвижных соединений. Форма и размеры сечений шпонок и пазов стандартизованы и выбираются в зависимости от диаметра вала, а вид шпоночного соединения определяется условиями работы соединения.

Предельные отклонения глубин пазов на валу t_1 и во втулке t_2 приведены в таблице №1:

Таблица №1

Высота шпонки h	Предельные отклонения t_1 и t_2
От 2 до 6	EI = 0; ES = + 0,1
Св. 6 до 18	EI = 0; ES = + 0,2
Св. 18 до 50	EI = 0; ES = + 0,3

Стандарт устанавливает следующие поля допусков размеров шпонок:

- ширины b – h9;
- высоты h – h9, а при h свыше 6 мм – h11.

В зависимости от характера (вида) шпоночного соединения стандартом установлены следующие поля допусков ширины паза:

Вид шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза	
	на валу	во втулке
Свободное	H9	D10
Нормальное	N9	Js9
Плотное	P9	P9

Для обеспечения качества шпоночного соединения, которое зависит от точности расположения плоскостей симметрии пазов вала и втулки, назначают допуски симметричности и параллельности и указывают их в соответствии с ГОСТ 2.308-79.

Числовые значения допусков расположения определяют по формулам:

$$T = 0,6 T_{шп}$$

$$T = 4,0 T_{шп}$$

где $T_{шп}$ – допуск ширины шпоночного паза b .

Расчетные значения округляют до стандартных по ГОСТ 24643-81.

Шероховатость поверхностей шпоночного паза выбирается в зависимости от полей допусков размеров шпоночного соединения (Ra 3,2 мкм или 6,3 мкм).

Условное обозначение призматических шпонок состоит из:

- слова "Шпонка";
- обозначения исполнения (исполнение 1 не указывают);
- размеров сечения $b \times h$ и длины шпонки l ;
- обозначения стандарта.

Пример условного обозначения призматической шпонки исполнения 2 с размерами $b = 4$ мм, $h = 4$ мм, $l = 12$ мм

Шпонка 2 - 4 x 4 x 12 ГОСТ 23360-78.

Призматические направляющие шпонки закрепляются в пазах вала винтами. Для отжима шпонки при демонтаже служит резьбовое отверстие. Пример условного обозначения призматической направляющей шпонки исполнения 3 с размерами $b = 12$ мм, $h = 8$ мм, $l = 100$ мм Шпонка 3 - 12 x 8 x 100 ГОСТ 8790-79.

Сегментные шпонки применяют, как правило, для передачи небольших крутящих моментов. Размеры сегментных шпонок и шпоночных пазов (ГОСТ 24071-80) выбираются в зависимости от диаметра вала.

Зависимость полей допусков ширины паза сегментного шпоночного соединения от характера шпоночного соединения:

Характер шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза	
	на валу	во втулке
Нормальное	N9	Js9
Плотное	P9	P9

Для термообработанных деталей допускаются предельные отклонения ширины паза вала по H11, ширины паза втулки - D10.

Стандарт устанавливает следующие поля допусков размеров шпонок:

- ширины $b - h9$;
- высоты $h (h1) - h11$;
- диаметра $D - h12$.

Условное обозначение сегментных шпонок состоит из слова "Шпонка"; обозначения исполнения (исполнение 1 не указывают); размеров сечения $b \times h (h1)$; обозначения стандарта.

Клиновые шпонки применяют в неподвижных соединениях, когда требования к соосности соединяемых деталей невысоки. Размеры клиновых шпонок и шпоночных пазов нормированы ГОСТ 24068-80. Длину паза на валу для клиновой шпонки исполнения 1 выполняют равной $2l$, для остальных исполнений длина паза равна длине l закладной шпонки.

Предельные отклонения размеров b, h, l для клиновых шпонок такие же, как и для призматических (ГОСТ 23360-78). По ширине шпонки b стандарт устанавливает соединения по ширине паза вала и втулки с использованием полей допуска D10. Длина паза вала $L -$ по H15. Предельные отклонения глубин $t1$ и $t2$ соответствуют отклонениям для призматических шпонок. Предельные отклонения угла наклона верхней грани шпонки и паза $\pm AT10/2$ по ГОСТ 8908-81. Пример условного обозначения клиновой шпонки исполнения 2 с размерами $b = 8$ мм, $h = 7$ мм, $l = 25$ мм: Шпонка 2 - 8 x 7 x 25 ГОСТ 24068-80.

Контроль элементов шпоночного соединения универсальными средствами измерений из-за малости их поперечных размеров существенно затруднен. Поэтому для их контроля широко используются калибры.

В соответствии с принципом Тейлора проходной калибр для контроля отверстия со шпоночным пазом представляет собой вал со шпонкой, равной длине шпоночного паза или длине шпоночного сопряжения. Такой калибр осуществляет комплексный контроль всех размеров, формы и расположения поверхностей. Комплект непроходных калибров предназначен для поэлементного контроля и включает непроходной калибр для контроля центрирующего отверстия (гладкая непроходная пробка полного или неполного профиля) и шаблоны для поэлементного контроля ширины и глубины шпоночного паза.

Проходной калибр для контроля вала со шпоночным пазом представляет собой призму («наездник») с выступом-шпонкой, равной длине шпоночного паза или длине шпоночного сопряжения. Комплект непроходных калибров предназначен для поэлементного контроля и включает непроходной калибр-скобу для контроля размеров центрирующей поверхности вала и шаблоны для поэлементного контроля ширины и глубины шпоночного паза.

Шпоночные соединения

1.1. Общие сведения

1.2. Разновидности шпоночных соединений

1.3. Расчет шпоночных соединений

Глава 2. Шлицевые соединения

Урок №30 Шпоночные соединения

1.1. Общие сведения

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица колеса (шкива, звездочки и др.). Шпонка представляет собой стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковым или концевыми фрезами, в ступицах протягиванием.

Достоинства шпоночных соединений - простота конструкции и сравнительная легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их широко применяют во всех отраслях машиностроения.

Недостаток - шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали. Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но главное, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом. Шпоночное соединение трудоемко в изготовлении: при изготовлении паза концевой фрезой требуется ручная пригонка шпонки по пазу; при изготовлении паза дисковой фрезой крепление шпонки в пазу винтами (от возможных осевых смещений).

1.2. Разновидности шпоночных соединений

Шпоночные соединения подразделяют на **напряженные** и **ненапряженные**. **Ненапряженные** соединения получают при использовании призматических (рис. 4.1) и сегментных (рис. 4.2) шпонок. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений. Для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии ступицы устанавливают на валы с натягом.

Напряженные соединения получают при применении клиновых (например, врезной клиновой, рис. 4.3) и тангенциальных (рис. 4.4) шпонок. При сборке таких соединений возникают предварительные (монтажные) напряжения.

Основное применение имеют ненапряженные соединения.

Соединения призматическими шпонками. Конструкции соединений призматическими шпонками изображены на рис. 4.1. Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра d вала.

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами исполнение 1 (рис. 4.1, а), с плоскими торцами

исполнение 2 (рис. 4.1, б), с одним плоским, а другим скругленным торцом исполнение 3 (рис. 4.1, в).

Шпонку запрессовывают в паз вала. Шпонку с плоскими торцами кроме того помещают вблизи деталей (концевых шайб, колец и др.), препятствующих ее возможному осевому перемещению. Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Для фиксации зубчатого колеса от осевого смещения применяют распорные втулки (1 на рис. 4.1), установочные винты (1 на рис. 4.2) и др.

тангенциальные шпонки под углом 120° , каждая шпонка передает момент только в одну сторону.

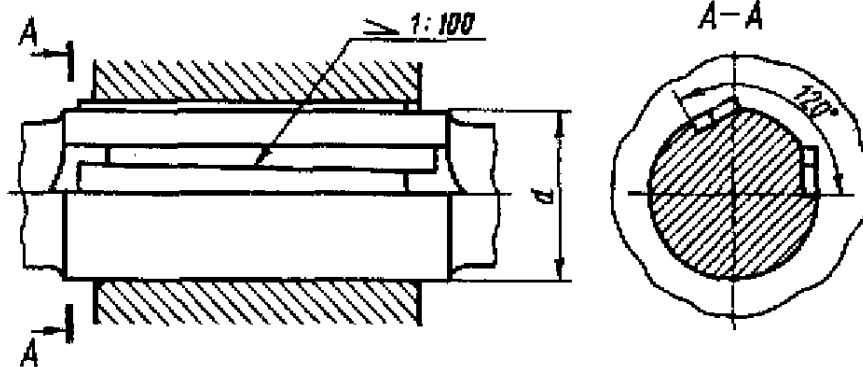


Рис 4. 4. Соединение тангенциальными шпонками

Применяют для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы (крепление маховика на валу двигателя внутреннего сгорания и др.).

1.3. Расчет шпоночных соединений

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

Соединения призматическими шпонками (рис. 4.5 и 4.1) проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = F/A_{см} \leq [\sigma]_{см}$$

Сила, передаваемая шпонкой, $F=2 \cdot 10^3 T/d$. На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

При высоте фаски шпонки $f \approx 0,06h$ площадь смятия

$$A_{см} = (h - t_1 - f)l_p = (h - t_1 - 0,06h)l_p = (0,94h - t_1)l_p \quad \text{следовательно,}$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d(0,94h - t_1)l_p} \leq [\sigma]_{см}, \quad (4.1)$$

Где T - передаваемый момент, Н-м; d – диаметр вала, мм; h, r_1 – высота шпонки и

глубина паза на валу, мм (таблица величин);
 напряжения смятия, l_p – рабочая длина шпонки; для шпонок с плоскими торцами $l_p=l$, со скругленными $l_p=l$

$$[\sigma]_{см}$$

– допускаемые

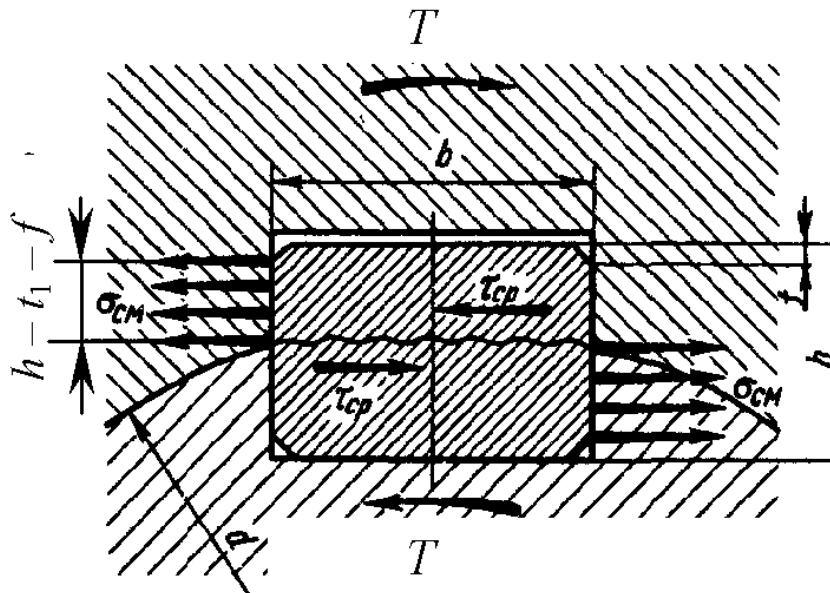


Рис 4.5. Расчетная схема соединения призматической шпонкой

При проектировочных расчетах после выбора размеров поперечного сечения шпонки b и h по таблице определяют расчетную рабочую длину l шпонки по формуле (4.1).

Длину шпонки со скругленными торцами $l_p = 1 + b$ или плоскими торцами $l_p = 1$ назначают из стандартного ряда.

Длину ступицы l_{cm} принимают на 8... 10 мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины $1,5d$, то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

Соединения сегментными шпонками (см. рис. 4.1) проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h-t)l_p} \leq [\sigma]_{см}, \quad (4.2)$$

Где $l_p=l$ – рабочая длина шпонки; $(h-t)$ – рабочая глубина в ступице.

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез.

Условие прочности на срез

$$\left[\tau_{cp} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{dbl_p} \leq \tau_{cp} \right] \quad (4.3)$$

$$\overline{[\tau]_{cp}}$$

Где b – ширина шпонки; $[\tau]_{cp}$ – допускаемое напряжение на срез шпонки.

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с

$\sigma \geq 600$ Н/мм² чаще всего из сталей 45, Стб.

Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

при стальной ступице $[\sigma]_{см} = 130 \dots 200$ Н/мм²

при чугунной $[\sigma]_{см} 80 \dots 110$ Н/мм². Большие значения принимают при постоянной нагрузке, меньшие при переменной и работе с ударами.

При реверсивной нагрузке $[\sigma]_{см}$ снижают в 1,5 раза.

$$[\tau]_{cp}$$

Допускаемое напряжение на срез шпонок $70 \dots 100$ Н/мм².

Большее значение принимают при постоянной нагрузке.

