

Министерство образования и науки Самарской области государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение Самарской области «Кинель-Черкасский сельскохозяйственный техникум»

Специальность: 35.02.16 Эксплуатация и ремонт сельскохозяйственной техники и оборудования

Дисциплина: Основы законодательства по обеспечению безопасности дорожного движения

Тема № 3.8. Соединения деталей машин

Тема урока: Шпоночные соединения, достоинства и недостатки, разновидности. Расчет шпоночных соединений

Группа 24

Цель урока: Изучение основных особенностей шпоночного соединения и способов расчета

Изучите конспект урока, выполните задания и вышлите готовые задания на электронную почту преподавателя

План:

1. Основные сведения о шпоночных соединениях
2. Достоинства и недостатки шпоночных соединений
3. Материал шпонок
- 4 Расчет на прочность соединений с призматическими шпонками

1. Основные сведения о шпоночных соединениях

Шпоночные и шлицевые соединения служат для закрепления на валу (или оси) вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов, муфт и т. п.), а также для передачи вращающего момента от вала 1 к ступице детали 2 или, наоборот, от ступицы к валу (рис. 1 и 2).

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. Иногда шпоночное соединение применяется для предотвращения относительного сдвига соединяемых плоских деталей, например, при защите стягивающих болтов от воздействия перерезывающей нагрузки. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковым или концевыми фрезами, в ступицах протягиванием.

2. Достоинства и недостатки шпоночных соединений

Достоинства шпоночных соединений.

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

Недостатки шпоночных соединений.

- шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали (из-за этого приходится увеличивать толщину ступицы и диаметр вала). Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но главное, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом.

- шпоночные соединения нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки);

- 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);

- трудность обеспечения их взаимозаменяемости (необходимость ручной подгонки шпонок), что ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производстве.

Классификация шпоночных соединений

По степени подвижности шпонки подразделяют на:

- подвижное - с направляющей шпонкой; со скользящей шпонкой;
- неподвижное;

По усилиям, действующим в соединении шпонки подразделяют на:

- напряжённые, такие, в которых напряжения создаются при сборке и существуют независимо от наличия рабочей нагрузки, все напряжённые соединения являются неподвижными;

- ненапряжённые, в которых напряжения возникают только при воздействии рабочей нагрузки;

По конструкции шпонки подразделяют на:

- **призматические** выполняют прямоугольного сечения с соотношением сторон $h:b \approx 1:1$ для валов малых диаметров и $1:2$ для больших диаметров вала со скругленными торцами исполнение 1 (рис. 3, а, в, и рис. 4) и плоскими торцами исполнение 2 (рис. 3, б, г и рис. 4); с одним плоским, а другим скругленным торцом исполнение 3 (рис. 4); эти шпонки не имеют уклона и их закладывают в паз, выполненный на валу (рис. 3, в, г — шпонки имеют отверстия для их закрепления). Шпонки исполнения 1 рекомендуются для более точных соединений. В зависимости от диаметра вала ширина шпонки (в номинальном значении равная ширине пазов вала и ступицы) $b \approx (0,2 \dots 0,3)d$, где d - диаметр вала, причём, чем больше диаметр вала, тем меньше отношение b/d . Глубина шпоночного паза на валу обычно составляет $t_1 = 0,6h$, а глубина паза ступицы - $t_2 = 0,5h$, таким образом, радиальный зазор между дном паза ступицы и верхней гранью шпонки $c = 0,1h$.

Призматические шпонки изготавливают следующих трех типов:

- **обыкновенные (закладные)** (ГОСТ 23360-78) и высокие (ГОСТ 10748-79); их используют для неподвижных соединений ступиц с валами;

- **направляющие с креплением на валу** (ГОСТ 8790-79), применяемые в том случае, когда ступицы должны иметь возможность перемещения вдоль валов;

- **скользящие сборные** (ГОСТ 12208-66), соединяющиеся со ступицей выступом (пальцем) цилиндрической формы и перемещающиеся вдоль вала вместе со ступицей.

Рабочими у призматической шпонки являются более узкие, боковые грани.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу применяют в подвижных соединениях для перемещения ступицы вдоль вала.

Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра d вала.

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, установочные винты и др.

Одним из главных недостатков призматических шпонок является необходимость их индивидуальной подгонки к размерам пазов вала и ступицы, то есть трудность обеспечения взаимозаменяемости, что ограничивает их применение в крупносерийном производстве.

В качестве другого недостатка следует назвать способность призматической шпонки к опрокидыванию в процессе износа и смятия боковых рабочих поверхностей, так как силы, действующие на шпонку, образуют моментную пару, а по высоте шпонки в пазу всегда имеется некоторый зазор.

От последнего недостатка свободны сегментные шпонки, поскольку они существенно глубже сидят в пазу вала. Такое заглубление сегментной шпонки и её форма в виде сегмента прямого кругового цилиндра позволяет устанавливать шпонку в паз вала без натяга, что, в свою очередь, облегчает сборку соединения и обеспечивает выполнение условий взаимозаменяемости, то есть позволяет использовать шпонку без предварительной подгонки.

- **сегментные** (рис. 3, д и рис. 5 и 6); представляют собой сегментную пластину, заложённую закруглённой стороной в паз соответствующей формы, профрезерованный на валу (рис. 6). Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями. Их применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов и часто применяют для конических концов валов, на валах небольших диаметров (до 38 мм) и при короткой ступице. Сегментные шпонки (ГОСТ 24071-80) и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно

вставляют в паз и вынимают), однако вал ослабляется глубоким пазом под шпонку. Широко применяют в серийном и массовом производстве.

Недостатком сегментных шпонок является более сильное в сравнении с призматическими ослабление сечения вала. Поэтому сегментные шпонки применяются, как правило, на малонагруженных изгибающимися моментами участках валов. Такими участками чаще всего являются концевые участки валов.

Сегментные шпонки так же, как и призматические, стандартизованы, причём в обоих случаях стандарт составлен так, что прочность шпонки на срез по границе прилегания вала и ступицы всегда выше прочности боковых поверхностей шпонок по напряжениям смятия. Это обуславливает главенство расчёта на смятие боковых поверхностей шпонки.

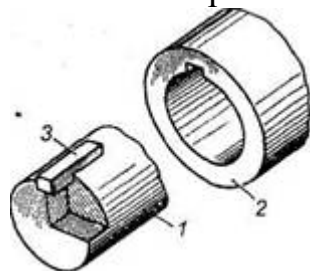


Рис. 1. Соединение шпонкой: 1 — вал; 2 — ступица; 3 — шпонка

3.Материал шпонок

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с $\sigma_{в} \geq 600$ Мпа чаще всего из сталей 45, Ст6. В нагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей (например, из стали 40Х с термической обработкой до 37-47 HRC_э). С целью повышения прочности шпонок заготовки для их изготовления подвергаются улучшающей термической обработке. Однако твердость поверхности шпонок должна быть ниже таковой для соединяемых деталей. Термически обработанные шпонки шлифуют по рабочим граням.

Целесообразно, чтобы материал шпонки был менее прочным, чем материал вала и ступицы.

Допускаемые напряжения для шпоночных соединений обуславливаются характером нагрузки. Причиной разрушения этих соединений чаще всего бывает деформация смятия, на которую следует обращать особое внимание при выборе допускаемых напряжений.

Для закладки шпонок соединяемые детали, вал и ступица должны иметь шпоночные канавки. Шпоночные канавки выполняются: на валу под сегментную шпонку дисковой шпоночной фрезой, под остальные виды шпонок, кроме цилиндрической, либо дисковой, либо концевой (торцевой, пальцевой) шпоночными фрезами; паз в ступице выполняется либо протягиванием (инструмент – шпоночная протяжка, точность и качество изготовления паза высокие) либо долблением (точность на 1...2 качества ниже, чем при протягивании). Поэтому протягивание применяют в массовом и крупносерийном производстве, долбление – в индивидуальном, поскольку оно не требует специализированного инструмента (протяжки).

4 Расчет на прочность соединений с призматическими шпонками

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. При проектировании шпоночного соединения ширину b и высоту h шпонок принимают по соответствующему ГОСТ, в зависимости от диаметра d вала. Длину l шпонки принимают в зависимости от длины ступицы и согласовывают с ГОСТом на шпонки. Достаточность принятых размеров проверяют расчётом на прочность. Следовательно, расчёт шпоночных соединений на прочность осуществляется как проверочный.

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. Условие прочности на срез учтено при стандартизации призматических и сегментных шпонок, поэтому при проектировании соединений проверка на срез не обязательна.

При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Рекомендуемая последовательность проектировочного расчета.

В зависимости от диаметра вала d по табл. 2 выбирают размеры шпонки $b \times h$, а ее длину принимают на 5-10 мм меньше длины ступицы, округляя до ближайшего большего значения по стандарту (некоторые стандартные значения l приведены в табл. 2). После подбора шпонки соединение проверяют на смятие. Напряжения смятия определяют в предположении их равномерного распределения по поверхности контакта:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (2)$$

где $F_t = 2T/d$ — сила, передаваемая шпонкой; $A_{\text{см}}$ — площадь смятия (рис. 15); $A_{\text{см}} = (h - t_1) \cdot l_p$.

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

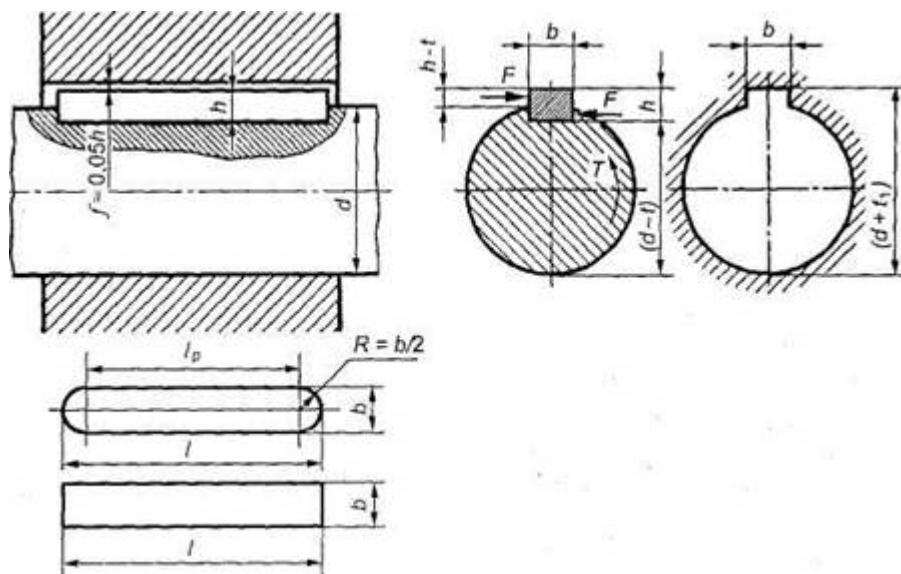
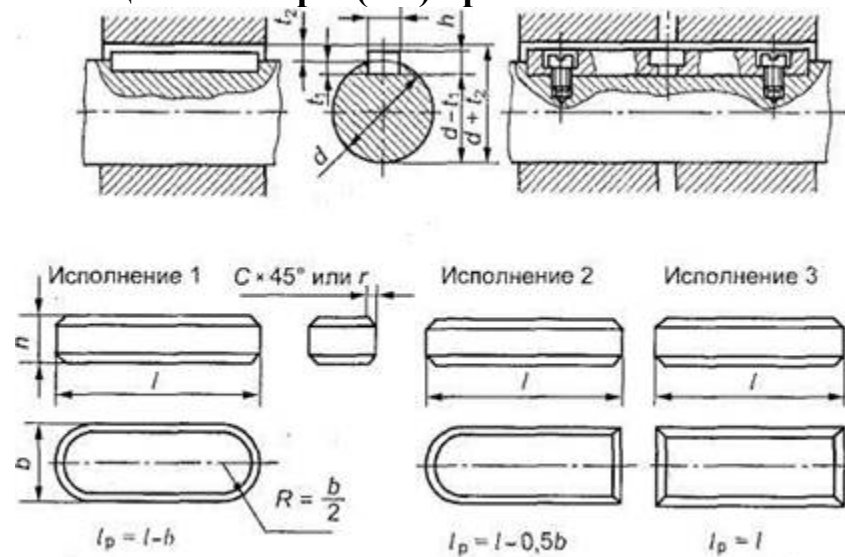


Рис. 15. К расчету на прочность соединения с призматическими шпонками

Таблица 2. Размеры (мм) призматических шпонок



Диаметр вала d	Размеры сечений шпонок		Глубина паза		Радиус закругления пазов R		Предельные размеры длин l шпонок	
	b	h	вала t ₁	втулки t ₂	min	max	min	max
свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25	10	56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8			14	70
» 22 » 30	8	7	4	3,3			18	90
» 30 » 38	10	8	5		0,25	0,4	22	110
» 38 » 44	12	8		3,8			36	160
» 44 » 50	14	9	5,5	4,3	0,25	0,4	45	180
» 50 » 58	16	10	6	4,4			50	200
» 58 » 65	18	11	7	4,9			56	220
» 65 » 75	20	12	7,5	5,4	0,4	0,6	63	250
» 75 » 85	22	14	9				70	280
» 85 » 95	25	14		10	6,4	0,4	0,6	80

Примечание. Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200.

Следовательно,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad (3)$$

где T — передаваемый момент, Нмм; d — диаметр вала, мм; (h - t₁) — рабочая глубина паза, мм (см. табл. 2); l_p — рабочая длина шпонки, мм (для шпонок с плоским торцом l_p=l, со скругленными торцами l_p=l-b; [σ]_{см} - допускаемое напряжение (для чугунных ступиц [σ]_{см}=60÷80 МПа, для стальных [σ]_{см}=100÷150 МПа).

Расчетную длину шпонки округляют до ближайшего большего размера (см. табл. 2). Длину ступицы $l_{ст}$ принимают на 8... 10 мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины $1,5d$, то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

В тех случаях, когда длина шпонки получается значительно больше длины ступицы детали, устанавливают две или три шпонки под углом 180 или 120°. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка между всеми шпонками распределяется равномерно. Это технологически трудно, кроме того, ослабляются вал и ступица. Поэтому обычно многошпоночное соединение заменяют шлицевым.

Формула (3) носит условный характер, поскольку неравномерность распределения $\sigma_{см}$ по длине и высоте шпонки, вызванная погрешностями и деформациями, а также перекосом шпонки, обусловленным условием ее равновесия, учитывается назначением повышенных коэффициентов запаса.

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

$$l_p = l - b.$$

Для ответственных соединений призматическую шпонку проверяют на срез

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{db l_p} \leq [\tau]_{ср}, \quad (4)$$

где $\tau_{ср}$ — расчетное напряжение на срез, МПа; b — ширина шпонки, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; $[\tau]_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез; для сталей с $\sigma_b > 500$ МПа для неравномерной (нижний предел) и спокойной нагрузок (верхний предел) принимают $[\tau]_{ср} = 60 \div 90$ МПа.

Призматические шпонки — врезные. Рабочими гранями являются их боковые более узкие грани. Для облегчения сборки предусматривается радиальный зазор. Призматические шпонки по сравнению с клиновыми обеспечивают большую точность, а по сравнению с сегментными — меньше ослабляют вал, т.к. врезаются на меньшую глубину.

Задания:

1. Составьте краткий конспект по теме.
2. Рассчитайте параметры шпонки на сайте <https://katalim.ru/chponka.php>
Исходные данные $M_{кр} = 100$ Нм, $d_{вала} = 30$ мм, Размеры шпонки в зависимости от d вала 2x2, Допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{см}] = 120$ Мпа, Допускаемое напряжение на срез $[\tau_{ср}] = 60$ Мпа.

Результаты проделанной работы отправить по адресу samykin.sergei@yandex.ru