

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
Факультет среднего профессионального образования

Кожухова Н.Ю.

# **ИНЖЕНЕРНАЯ ГРАФИКА**

ТЕМА «ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ. КОЛЕСО ЗУБЧАТОЕ.  
ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для практической и самостоятельной работы обучающихся  
по специальностям среднего профессионального образования

БРЯНСКАЯ ОБЛАСТЬ, 2018

УДК 744:621.833 (076)  
ББК 30.11:34.445  
К 58

Кожухова, Н. Ю. **Инженерная графика: Зубчатые передачи. Колесо зубчатое. Шпоночные и шлицевые соединения:** методические указания для практической и самостоятельной работы обучающихся по специальностям среднего профессионального образования / Н. Ю. Кожухова. – Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2018. – 42 с.

В методических указаниях изложен теоретический материал и методические указания по выполнению самостоятельной работы по теме «Зубчатые передачи. Колесо зубчатое. Шпоночные и шлицевые соединения».

Пособие предназначено для студентов средних профессиональных учебных заведений, обучающихся по специальностям 20.02.04 Пожарная безопасность, 23.02.03 Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта, 35.02.06 Технология производства и переработки сельскохозяйственной продукции, 35.02.08 Электрификация и автоматизация сельского хозяйства.

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Михальченков А.М.

*Методические указания рекомендованы ЦМК общепрофессиональных дисциплин факультета среднего профессионального образования, протокол № 4 от 1 февраля 2018 года.*

© ФГБОУ ВО Брянский ГАУ, 2018  
© Н.Ю. Кожухова, 2018

## ***ОГЛАВЛЕНИЕ***

Механические передачи. Классификация механических передач	4
Основные виды и параметры зубчатых передач. Конструктивные разновидности зубчатых колес.	4
Элементы зубчатого колеса, его основные параметры	8
Соединение зубчатого колеса с валом (шпоночное соединение.) Условное обозначение шпонки.	11
Зубчатые (шлицевые) соединения	15
Условное изображение шлиц (ГОСТ 2.409-74)	18
Выполнение задания по теме: «Зубчатое колесо»	21
Приложения	25
Библиографический список	41

## ***Механические передачи. Классификация механических передач***

**Передачей** (подвижным соединением) называют устройство для передачи механического движения от двигателя к исполнительным органам машины.

Передачи бывают электрические, пневматические, гидравлические и механические.

Механические передачи подразделяются на передачи, использующие силы трения (фрикционные и ременные) и использующие зацепление (зубчатые, винтовые, цепные и реечные).

В зависимости от соотношения параметров входного и выходного валов передачи разделяют на:

- редукторы (понижающие передачи) — от входного вала к выходному уменьшают частоту вращения и увеличивают крутящий момент;
- мультипликаторы (повышающие передачи) — от входного вала к выходному увеличивают частоту вращения и уменьшают крутящий момент.

По взаимному расположению осей ведущего и ведомого валов механические передачи подразделяются на передачи с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями валов.

Из всех типов передач наиболее распространенными являются зубчатые.

### ***Основные виды и параметры зубчатых передач.***

#### ***Конструктивные разновидности зубчатых колес.***

**Зубчатая передача** — это механизм или часть механизма механической передачи, в состав которого входят зубчатые колёса. При этом усилие от одного элемента к другому передаётся с помощью зубьев.

Зубчатые передачи *предназначены* для:

- передачи вращательного движения между валами;
- преобразования вращательного движения в поступательное, и наоборот (передача «рейка-шестерня»).

Зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев называется *шестерней*, второе колесо с большим числом зубьев называется *колесом*.

Основными **преимуществами** зубчатых передач являются:

- постоянство передаточного числа (отсутствие проскальзывания);
- компактность по сравнению с фрикционными и ременными передачами;
- высокий КПД (до 0,97...0,98 в одной ступени);
- большая долговечность и надёжность в работе;
- возможность применения в широком диапазоне скоростей (до 150 м/с),

мощностей (до десятков тысяч кВт).

**Недостатки:**

- шум при высоких скоростях;
- невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа;
- необходимость высокой точности изготовления и монтажа;
- незащищенность от перегрузок;
- наличие вибраций, которые возникают в результате неточного изготовления и неточной сборки передач.

Зубчатые передачи классифицируют:

*по взаимному расположению валов:*

- с параллельными осями (рисунок 1 а);
- с пересекающимися осями (рисунок 1 б);
- с перекрещивающимися осями (рисунок 1 в).

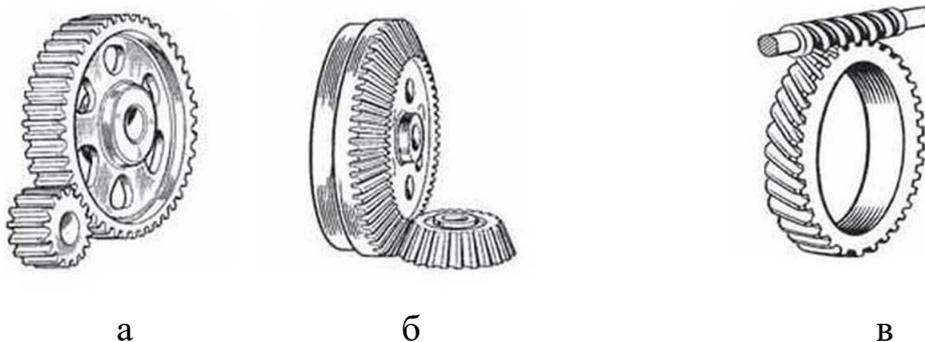


Рисунок 1 – Зубчатые передачи

*по форме продольной линии зуба:*

- прямозубые (рисунок 2 а);
- косозубые (рисунок 2 б);
- шевронные (рисунок 2 в).

Прямозубые колёса — самый распространённый вид зубчатых колёс. Зубья расположены в радиальных плоскостях, а линия контакта зубьев обеих шестерён параллельна оси вращения. При этом оси обеих шестерён также должны располагаться строго параллельно. Прямозубые колеса имеют наименьшую стоимость, но, в то же время, предельный крутящий момент таких колес ниже, чем косозубых и шевронных.

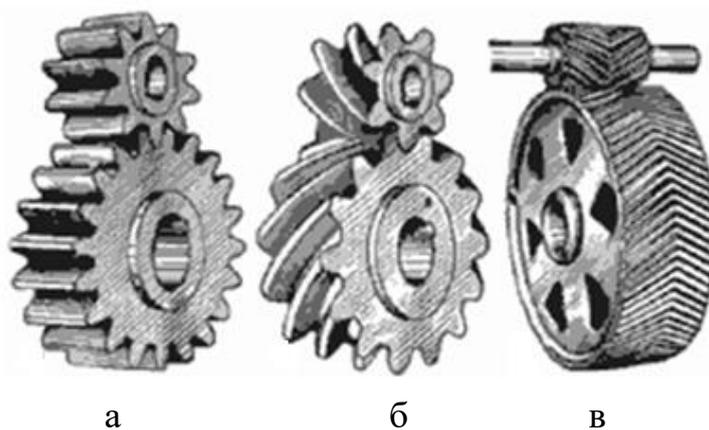


Рисунок 2 – Цилиндрическая передача с различными типами зубьев

Косозубые колёса являются усовершенствованным вариантом прямозубых. Их зубья располагаются под углом к оси вращения, а по форме образуют часть винтовой линии.

Достоинства:

- Зацепление таких колёс происходит плавно, чем у прямозубых, и с меньшим шумом.
- Площадь контакта увеличена по сравнению с прямозубой передачей, таким образом, предельный крутящий момент, передаваемый зубчатой парой, тоже больше.

Недостатками косозубых колёс можно считать следующие факторы:

- При работе косозубого колеса возникает механическая сила, направленная вдоль оси, что вызывает необходимость применения для установки вала упорных подшипников;
- Увеличение площади трения зубьев (что вызывает дополнительные потери мощности на нагрев), которое компенсируется применением специальных смазок.

В целом, косозубые колёса применяются в механизмах, требующих передачи большого крутящего момента на высоких скоростях, либо имеющих жёсткие ограничения по шумности.

Зубья колёс шевронной передачи изготавливаются в виде буквы «V» (либо они получаются стыковкой двух косозубых колёс со встречным расположением зубьев).

Шевронные колёса решают проблему осевой силы. Осевые силы обеих половин такого колеса взаимно компенсируются, поэтому отпадает необходимость в установке валов на упорные подшипники. При этом передача является самоустанавливающейся в осевом направлении, по причине чего в редукторах с шевронными колесами один из валов устанавливаются на плавающих опорах (как правило — на подшипниках с короткими цилиндрическими роликами).

*по форме начальных поверхностей:*

- цилиндрические (рисунок 1 а) ;
- конические (рисунок 1 б).

*по относительному вращению колёс и расположению зубьев:*

- внутреннее зацепление (рисунок 3);
- внешнее зацепление (рисунок 1 а).

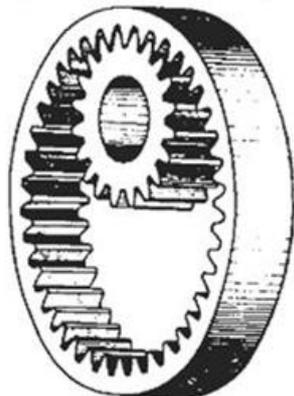


Рисунок 3 – Внутреннее зацепление

При жёстких ограничениях на габариты, в планетарных механизмах, в шестерённых насосах с внутренним зацеплением, в приводе башни танка, применяют колёса с зубчатым венцом, нарезанным с внутренней стороны. Вращение ведущего и ведомого колеса совершается в одну сторону. В такой передаче меньше потери на трение, то есть выше КПД.

Зубчатые передачи эвольвентного профиля широко распространены во всех отраслях машиностроения и приборостроения. Они применяются в широком диапазоне условий работы. Наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Конические, винтовые и червячные передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

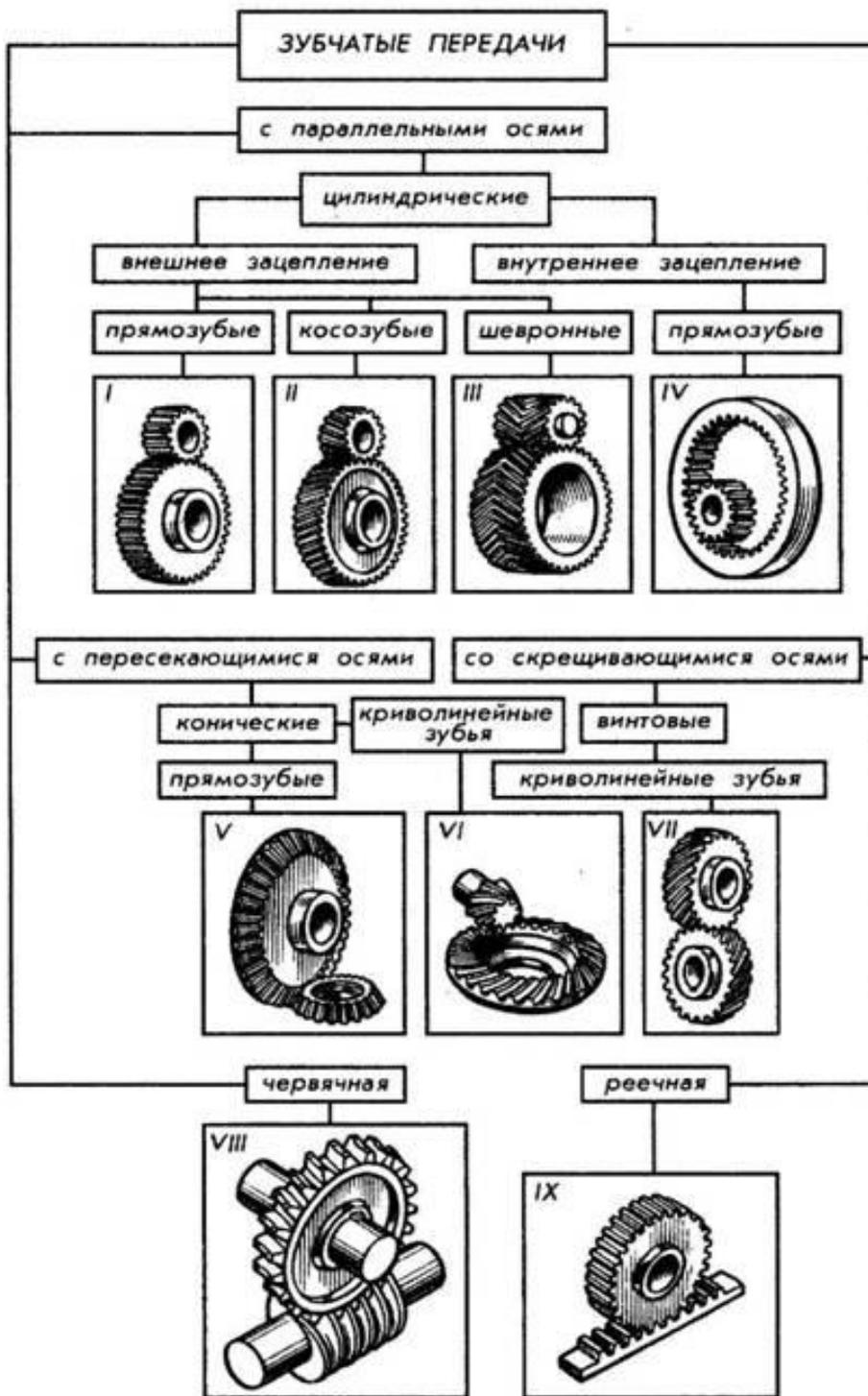


Рисунок 4 – Классификация зубчатых передач

### *Элементы зубчатого колеса, его основные параметры*

Зубчатое колесо или шестерня — основная деталь зубчатой передачи в виде диска с зубьями на цилиндрической или конической поверхности, входящими в зацепление с зубьями другого зубчатого колеса. Как уже отмечалось, в машиностроении принято малое зубчатое колесо называть

шестернёй, а большое — колесом. Однако часто все зубчатые колёса называют шестернями.

Зубчатые колёса обычно используются парами с разным числом зубьев с целью преобразования вращающего момента и числа оборотов валов на входе и выходе. Колесо, к которому вращающий момент подводится извне, называется ведущим, а колесо, с которого момент снимается — ведомым.

К основным параметрам зубчатого колеса относятся:

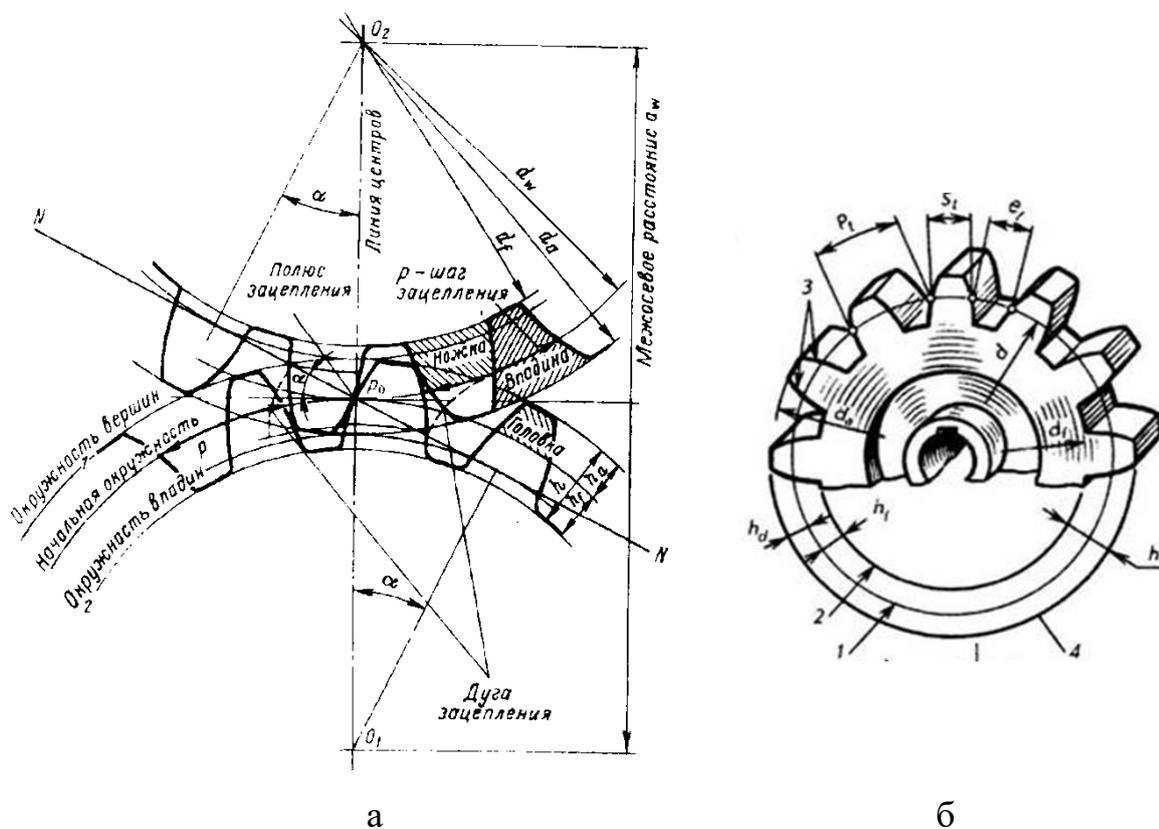


Рисунок 5 – Основные параметры зубчатого колеса

$m$  — модуль колеса (зацепления). Модулем зацепления называется линейная величина в  $\pi$  раз меньшая окружного шага или отношение шага по любой концентрической окружности зубчатого колеса к  $\pi$ , то есть модуль - число миллиметров диаметра делительной окружности приходящееся на один зуб;

$z$  — число зубьев колеса;

$d$  - диаметр делительной окружности (диаметр начальной окружности) зубчатых колес - это соприкасающиеся окружности, катящиеся одна по другой

без скольжения. Эти окружности, находясь в зацеплении (в передаче), являются сопряженными;

$P_t$  - окружной шаг зубьев — расстояние (мм) между одноименными профильными поверхностями соседних зубьев. Шаг зубьев, как нетрудно представить, равен делительной окружности, разделенной на число зубьев  $z$ ;

$h_a$  - высота головки зуба — расстояние между делительной окружностью колеса и окружностью вершин зубьев;

$h_f$  - высота ножки зуба — расстояние между делительной окружностью колеса и окружностью впадин;

$h$  - высота зуба — расстояние между окружностями вершин зубьев и впадин цилиндрического зубчатого колеса  $h = h_a + h_f$ ;

$d_a$  - диаметр окружности вершин зубьев — диаметр окружности, ограничивающей вершины головок зубьев;

$d_f$  - диаметр окружности впадин зубьев — диаметр окружности, проходящей через основания впадин зубьев.

Через модуль зацепления (колеса) выражаются все остальные параметры.

Длину делительной окружности можно выразить через диаметр и число зубьев:

$$\pi d = P_t \cdot z.$$

Отсюда диаметр делительной окружности

$$d = (P_t \cdot z) / \pi.$$

Из определения модуля зубчатого зацепления следует, что

$$m = P_t / \pi$$

Тогда диаметр делительной окружности можно выразить через модуль и число зубьев

$$d = m \cdot z.$$

Высота головки зуба —  $h_a$  и высота ножки зуба —  $h_f$  — соотносятся с модулем  $m$  следующим образом:

$$h_a = m; \quad h_f = 1,25 m.$$

Исходя из этого, диаметры окружности вершин зубьев и окружности впадин зубьев могут быть определены по зависимостям:

$$d_a = d + 2 h_a , \quad d_f = d - 2 h_f ,$$

подставив значения  $h_a$  и  $h_f$  в соответствующие формулы, получим:

$$d_a = d + 2 m, \quad d_f = d - 2,5 m.$$

Для удобства изготовления и замены зубчатых колёс приняты определенные значения модуля зубчатого колеса  $m$ , которые определены в ГОСТ 9563-60 Колеса зубчатые. Модули, представляющие собой целые числа или числа с десятичной дробью:

0,5; 0,7; 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5 и так далее до 50.

### ***Соединение зубчатого колеса с валом (шпоночное соединение.)***

#### ***Условное обозначение шпонки***

Шпонки применяются при соединении шкивов, зубчатых колес, муфт и других деталей с валом (рисунок 6). Такое соединение называется шпоночным.

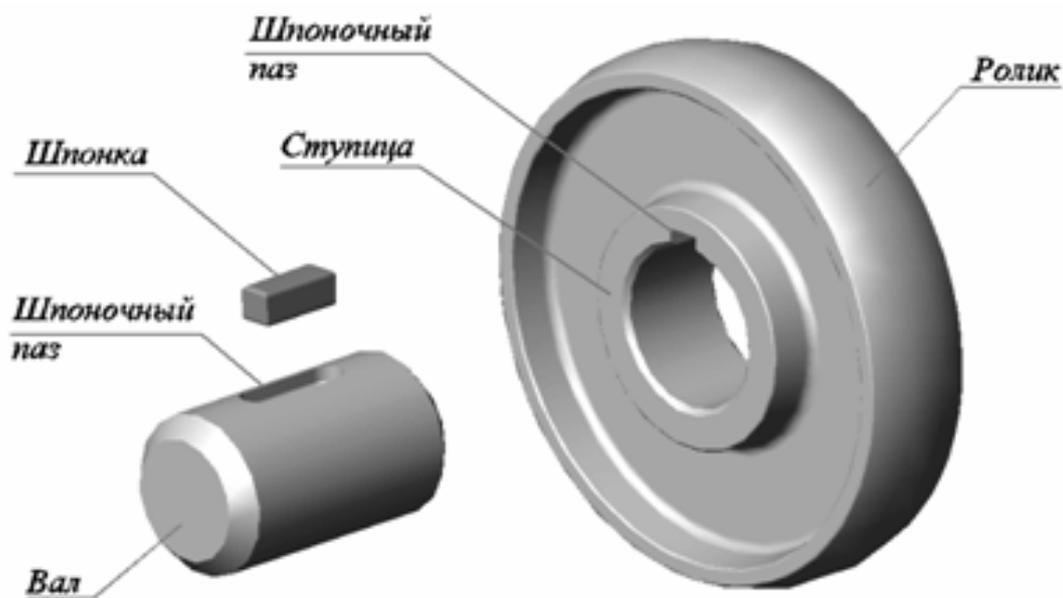


Рисунок 6 – Шпоночное соединение

Шпоночное соединение — соединение охватывающей и охватываемой детали для передачи крутящего момента с помощью шпонки. Шпоночное соединение позволяет обеспечить подвижное соединение вдоль продольной оси.

Шпонка представляет собой деталь, часть которой помещается в специальном углублении (пазу) на валу, а выступающая часть входит в углубление (паз), сделанное в детали, соединяемой с валом (рисунок 6).

В зависимости от формы шпонки различают:

- соединения призматическими шпонками,
- соединения клиновыми шпонками,
- соединения тангенциальными шпонками,
- соединения сегментными шпонками,
- соединения цилиндрическими шпонками.

Призматические шпонки применяют для неподвижных и подвижных соединений. В случаях, когда ступица должна перемещаться вдоль вала, устанавливают направляющие или скользящие призматические шпонки.

Шпоночные пазы на валах выполняют фрезерованием дисковой (рисунок 7 а) или концевой (рисунок 7 б) фрезой, в ступицах — протягиванием или долблением.

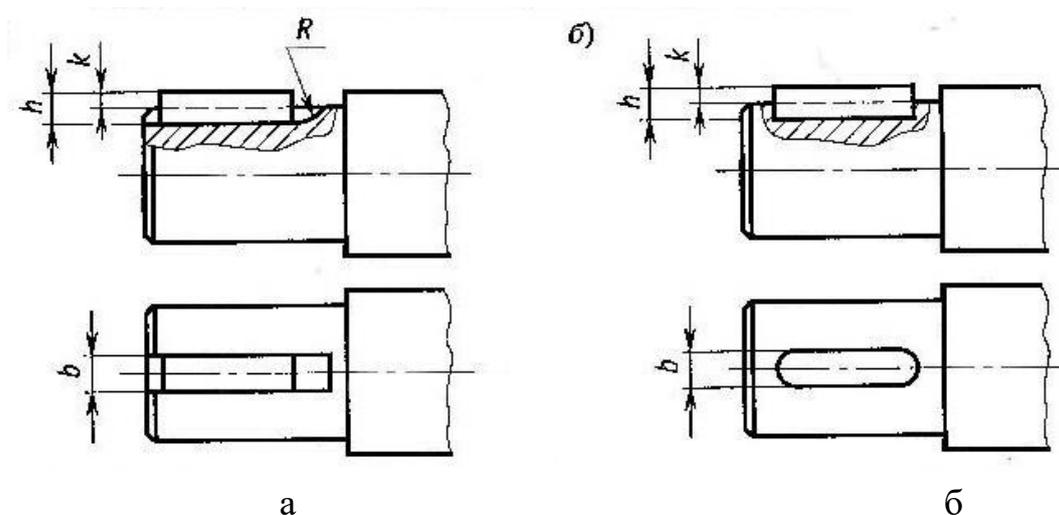


Рисунок 7 – Шпоночные пазы в валу

Концы призматических шпонок могут быть скругленными (рисунок 8, исполнение 1) или плоскими (рисунок 8, исполнение 2).

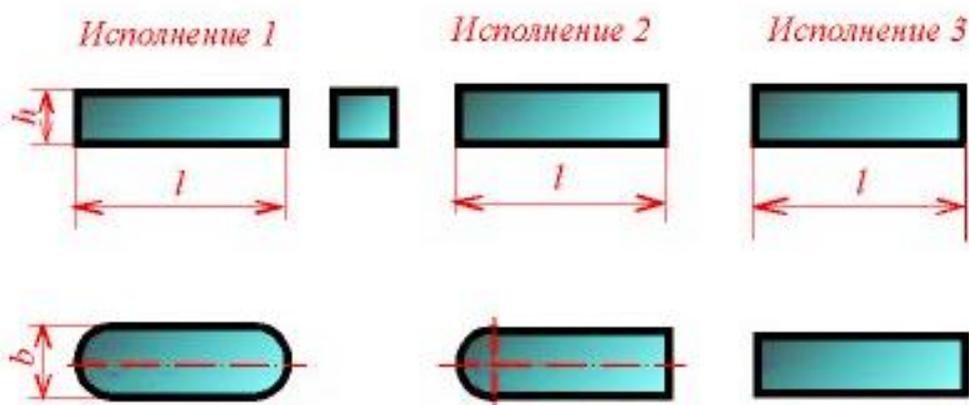


Рисунок 8- Призматические шпонки

Сегментные шпонки (рисунок 9 можно считать разновидностью призматических шпонок. Глубокая посадка шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение по сравнению с призматической шпонкой, однако глубокий паз также и значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют, в основном, для закрепления деталей на малонагруженных участках вала.

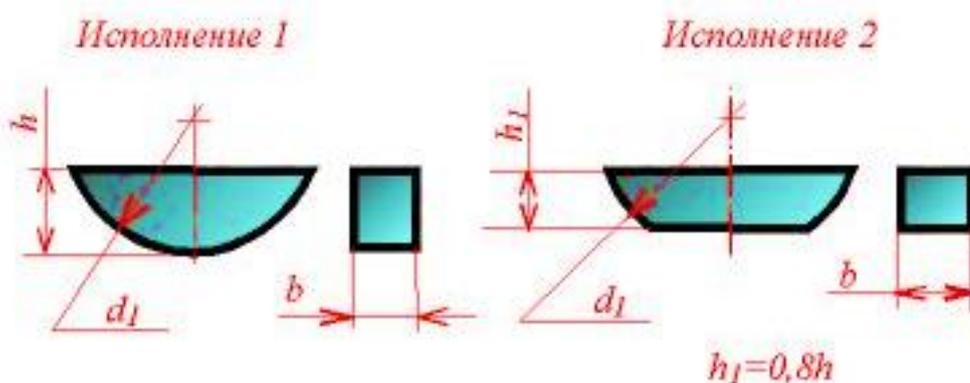


Рисунок 9 – Шпонки сегментные

Клиновые шпонки (рисунок 10) представляют собой клинья обычно с уклоном 1:100. В отличие от призматических и сегментных шпонок у клиновых шпонок рабочими являются широкие грани, а на боковых гранях имеется зазор. Клиновые шпонки создают напряженное соединение, способное передавать вращающий момент, осевую силу и ударные нагрузки. Однако клиновые шпонки вызывают радиальные смещения оси ступицы по отношению к оси вала на величину радиального посадочного зазора и контактных деформаций, а, следовательно, увеличивают биение установленной детали. Поэтому область применения клиновых шпонок в настоящее время невелика. В точном машиностроении и в ответственных соединениях их не используют.

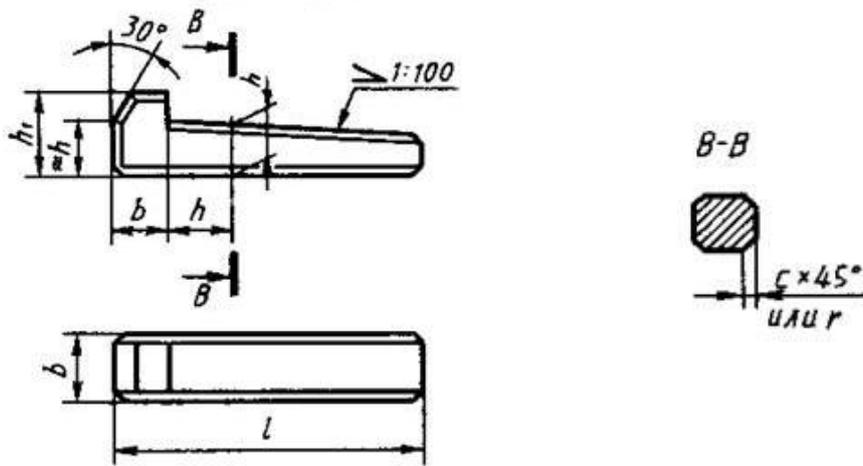


Рисунок 10 – Шпонка клиновья

*Достоинства* шпоночных соединений:

- простота конструкции;
- легкость монтажа и демонтажа;
- низкая стоимость.

*Недостатки* шпоночных соединений:

- шпоночные пазы ослабляют прочность вала и ступицы;
- концентрация напряжений, возникающих в зоне шпоночного паза, снижает сопротивление усталости.

Все основные типы шпонок, их размеры стандартизированы (см. Приложение 1...3).

Изображения различных типов шпоночных соединений представлены на рисунках 11...13.

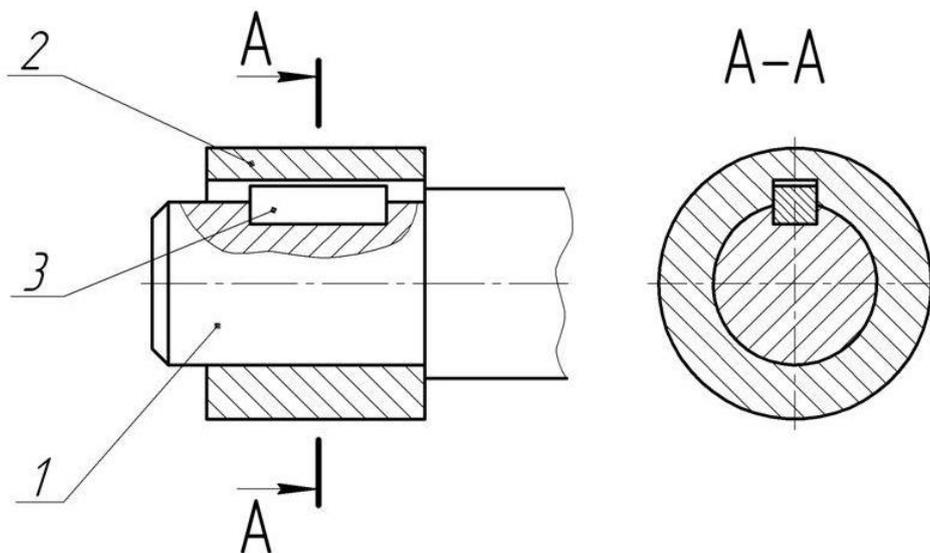


Рисунок 11 – Соединений деталей при помощи шпонки призматической

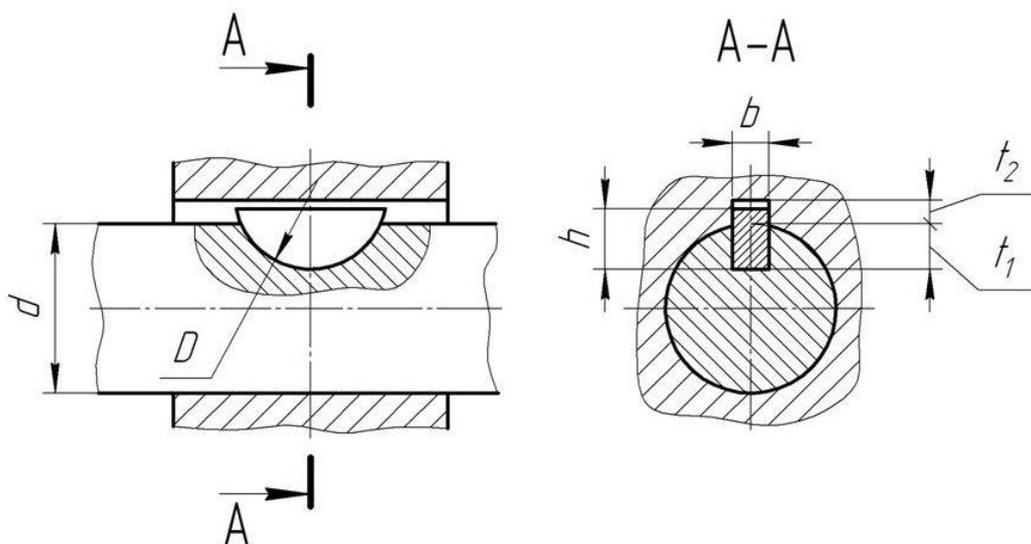


Рисунок 12 – Соединений деталей при помощи шпонки сегментной

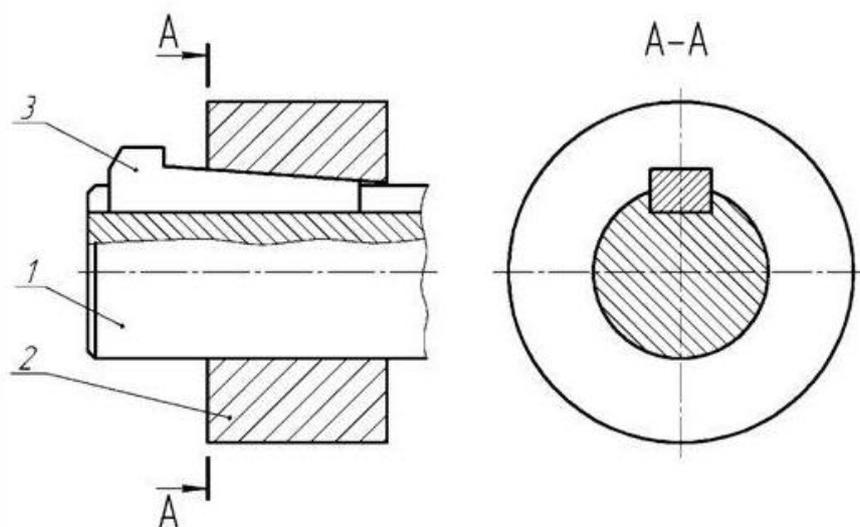


Рисунок 13 – Соединений деталей при помощи шпонки клиновой

В соответствии с ГОСТ 23360-78 шпонка на сборочных чертежах имеет свое условное обозначение. Например, запись «Шпонка 12 x 8 x 60» означает, что призматическая шпонка имеет следующие размеры: ширина – 12 мм, высота – 8 мм, длина – 60 мм.

### ***Зубчатые (шлицевые) соединения***

Шлицевое (зубчатое) соединение (рисунок 14) – вид соединения валов (охватываемой поверхности) с втулками (охватывающей поверхности) по поверхностям сложного профиля с продольными выступами (шлицами) и впадинами. Обладает большой прочностью, обеспечивает соосность вала и отверстия, с возможностью осевого перемещения детали вдоль оси.

Обычно шлицевые соединения используют для передачи крутящих моментов в соединениях вала с зубчатым колесом (блоком зубчатых колес), со шкивом, полумуфтой или другой деталью. Как правило, это подвижные соединения, в которых втулка может перемещаться в осевом направлении, а шлицевые поверхности используют как направляющие для продольного перемещения деталей. Однако возможно и применение неподвижных шлицевых соединений.

Технологически шлицевые соединения сложнее шпоночных, но обеспечивают хорошее центрирование втулки на валу и позволяют передавать значительные вращающие моменты, поскольку большое число шлиц обеспечивает меньшую концентрацию напряжений.

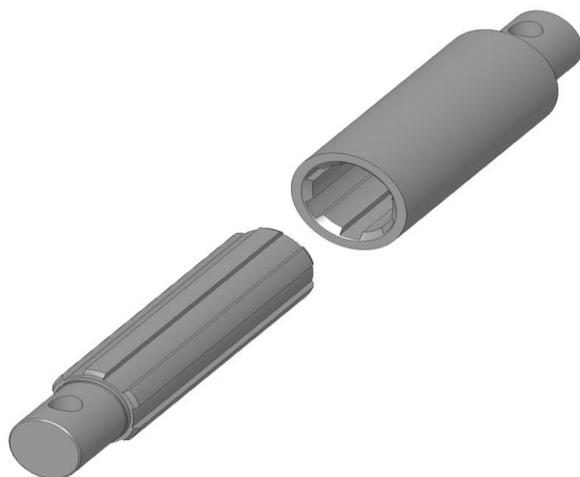


Рисунок 14 – Шлицевое соединение

В зависимости от формы профиля зубьев различают соединения с прямоугольными (рисунок 15 а), эвольвентными (рисунок 15 б) и треугольными (рисунок 15 в) зубьями.

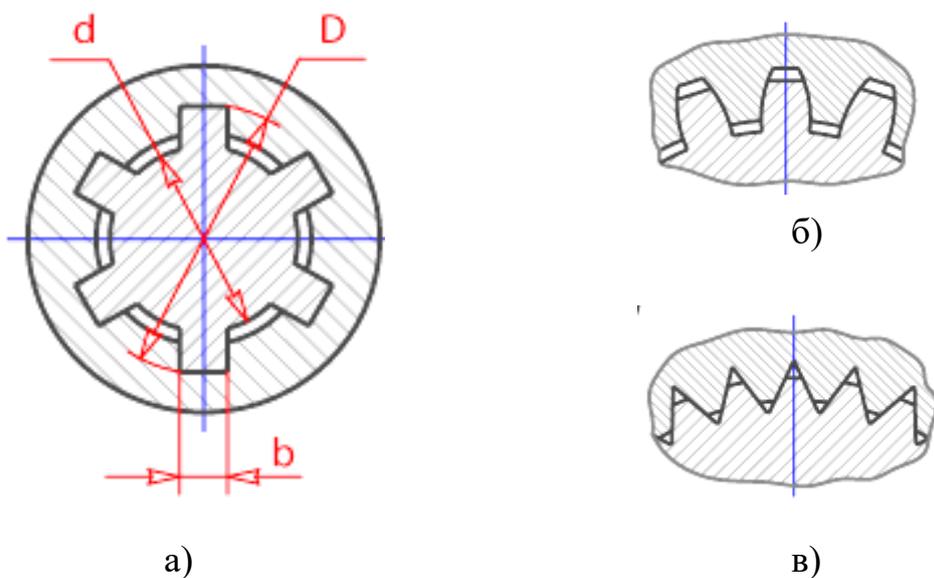


Рисунок 15 – Виды шлицевых соединений

Выбор типа шлицевых соединений связан с конструктивными и технологическими особенностями соединений.

Шлицы с эвольвентным профилем зуба имеют повышенную прочность благодаря утолщению зуба к основанию, но сложность получения эвольвентных зубьев вала и впадин втулки выше.

Соединения с треугольным профилем изготавливают по отраслевым нормам. Применяют в неподвижных соединениях. Имеют большое число мелких выступов–зубьев ( $z = 20...70$ ;  $t = 0,2...1,5$ мм). Угол  $\beta$  профиля зуба ступицы составляет  $30^\circ$ ,  $36^\circ$  или  $45^\circ$ . Применяют центрирование только по боковым поверхностям, точность центрирования невысокая.

Применяют для передачи небольших вращающих моментов тонкостенными ступицами, пустотелыми валами, а также в соединениях торсионных валов, стальных валов со ступицами из легких сплавов, в приводах управления (например, привод стеклоочистителя автомобиля).

Соединения с треугольным профилем применяют также при необходимости малых относительных регулировочных поворотов деталей..

Соединения с прямобочным профилем применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Они имеют постоянную толщину выступов.

Стандарт предусматривает три серии соединений с прямобочным профилем: *легкую*, *среднюю* и *тяжелую*, которые различаются высотой и числом  $z$  выступов. Тяжелая серия имеет более высокие выступы с большим их числом; рекомендуется для передачи больших вращающих моментов.

Центрирование (*обеспечение совпадения геометрических осей*) соединяемых деталей выполняют по наружному  $D$ , внутреннему  $d$  диаметрам или боковым поверхностям  $b$  выступов.

У шлицевых соединений общего назначения с прямобочным профилем зубья расположены параллельно оси соединения и с боковыми сторонами профиля, параллельными оси симметрии шлица. Выбор способа центрирования зависит от требований к точности центрирования, от твердости ступицы и вала. Первые два способа обеспечивают наиболее точное центрирование.

*Достоинства* шлицевых соединений по сравнению со шпоночными:

- Способность точно центрировать соединяемые детали или точно выдерживать направление при их относительном осевом перемещении.
- Меньшее число деталей соединения (шлицевое соединение образуют две детали, шпоночное – три).
- Большая несущая способность вследствие большей суммарной площади контакта.
- Взаимозаменяемость (нет необходимости в ручной пригонке).
- Большая усталостная прочность вследствие меньшей концентрации напряжений изгиба, особенно для эвольвентных шлицев.
- Меньшая длина ступицы и меньшие радиальные зазоры.
- Большая надежность при динамических нагрузках.

*Недостатки* шлицевых соединений - более сложная технология изготов-

ления (зубофрезерование, протягивание, шлифование), а следовательно, более высокая стоимость.

Основные размеры и числа зубьев шлицевых соединений стандартизованы (см. Приложения 4...5).

### *Условное изображение шлиц (ГОСТ 2.409-74)*

Согласно ГОСТ 2.409–74 зубчатые поверхности валов и отверстий, соединяемых с валами деталей, вычерчивают упрощенно.

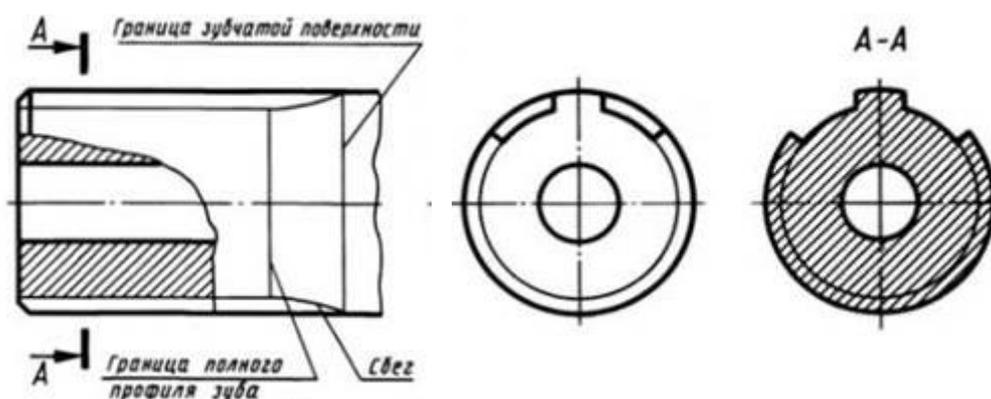


Рисунок 16 – Условное изображение шлиц на валу

На рисунке 16 а показано упрощенное изображение вала с зубчатым участком.

Образующие и окружности поверхности выступов валов показывают на всем протяжении сплошными основными линиями.

Образующие и окружности поверхности впадин на изображении валов со шлицами показывают сплошной тонкой линией. При этом сплошная тонкая линия поверхности впадин на проекции вала на плоскость, параллельную его оси, должны пересекать линию границы фаски и проходить по ее изображению.

При изображении вала в продольном разрезе образующие цилиндра впадин показывают сплошной основной линией, а зубья условно совмещают с плоскостью чертежа и показывают нерассеченными (рисунок 16).

На изображении торца зубчатой части вала показывают профиль только одного зуба и двух впадин; окружность, ограничивающую выступы, изображают сплошной основной линией. Дугу окружности, ограничивающей впадины, изображают сплошной тонкой линией (рисунок 16), фаску на этом виде не показывают. При необходимости допускается изображать большее число зубьев и впадин.

В сечениях, перпендикулярных оси зубчатой части вала (рисунок 16), вычерчивают один зуб и две впадины и также проводят дугу окружности впадин.

Граница зубчатой поверхности и граница полного профиля зуба показываются сплошными тонкими линиями.

Если шлицы нарезаны в отверстии детали (рисунок 17), то все правила условного изображения шлицов, описанные выше, действительны и для случая шлицов в отверстии.

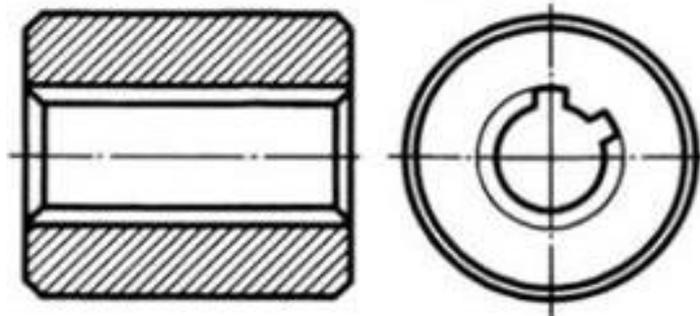


Рисунок 17 – Условное изображение шлиц в отверстии детали

При изображении зубчатого вала или отверстия в разрезе линию штриховки проводят до линии впадин вала или выступов отверстия.

При изображении шлицевого соединения, если секущая плоскость проходит через ось зубчатого соединения, то при изображении на разрезе показывают только ту часть поверхности выступов отверстия, которая не закрыта валом (рисунок 18).

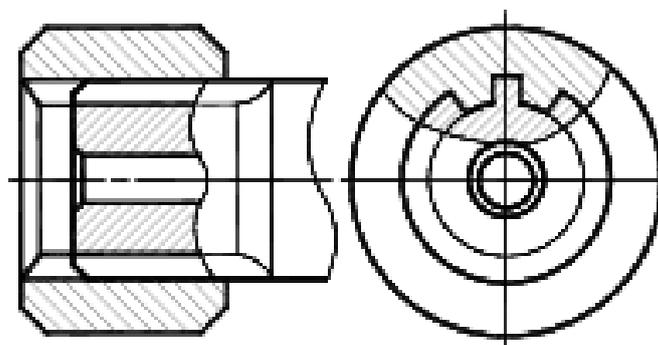


Рисунок 18 – Изображение шлицевого соединения

Для обозначения шлицев и шлицевого соединения от условного изображения шлица проводится полка-выноска (рисунок 19) на которой наносят обозначение.

$$d-8 \times 36 \times 40 \times 7,$$

где  $d$  - вид центрирования, 8 - число зубьев  $z$ , 36 - внутренний диаметр  $d$  в мм, 40 - наружный диаметр  $D$  в мм, 7 - ширина зуба  $b$  в мм.

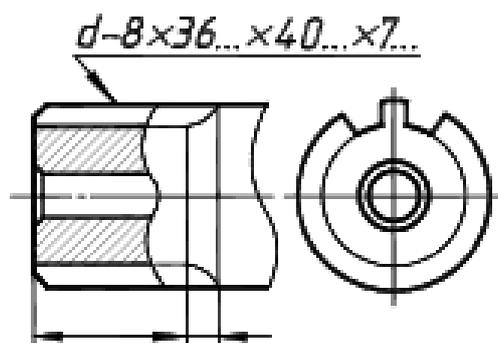


Рисунок 19 – Пример обозначения шлицев

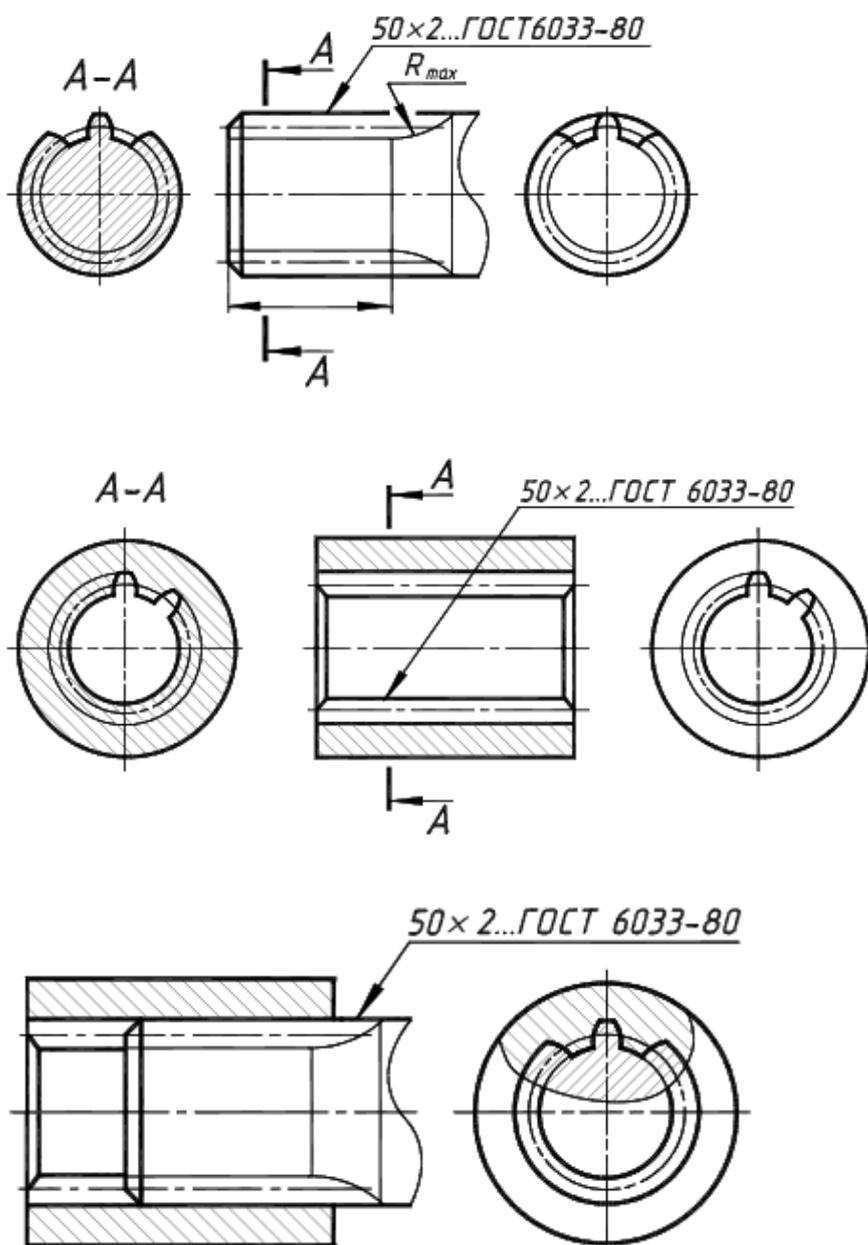


Рисунок 20 – Соединение шлицевое эвольвентное

Применяют три способа центрирования отверстия детали на валу при зубчатом соединении прямоблочного профиля: по внутреннему диаметру, по наружному диаметру и по боковым сторонам зубьев.

Все рассмотренные выше правила применяют и при изображении деталей зубчатых соединений эвольвентного профиля. Чертежи этих деталей дополняют изображениями образующих делительных окружностей (рисунок 20), которые вычерчивают тонкими штрихпунктирными линиями.

В обозначении зубчатых соединений эвольвентного профиля указывается диаметр выступов и модуль зацепления.

### **Задание:**

1. Выполнить чертеж зубчатого колеса.

### ***Порядок выполнения задания***

Для выполнения чертежа цилиндрического зубчатого колеса необходимо знать модуль  $m$  зацепления, число  $z$  зубьев, длину  $b$  зуба и размеры конструктивного оформления колеса. Если чертеж колеса выполняют с натуры, то для определения модуля зацепления измеряют диаметр  $d_a$  окружности выступов, как показано на рисунке 21.

Затем по формуле

$$m = d_a \div (z + 2)$$

определяют размер модуля и согласовывают его с табличными данными по ГОСТ 9563-60 (см. стр. 10).

Зная количество зубьев колеса и определив стандартный модуль, рассчитываем размеры колеса:

диаметр делительной окружности

$$d = m \cdot z ,$$

диаметр окружности вершин зубьев

$$d_a = d + 2 h_a = d + 2 m,$$

диаметр окружности впадин зубьев

$$d_f = d - 2 h_f d - 2,5 m.$$

Замеряем ширину венца зубчатого колеса, диаметр отверстия под вал.

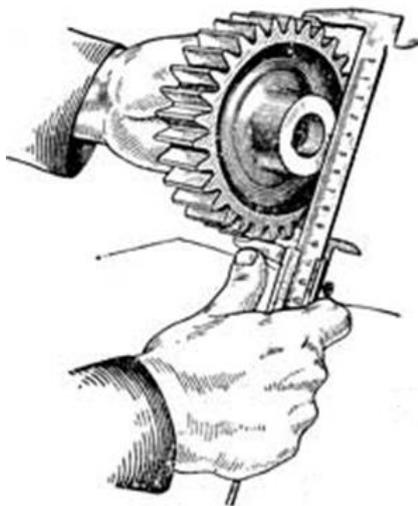


Рисунок 21 – Измерение диаметра зубчатого колеса по головке зуба

Выполняем чертеж зубчатого колеса в такой последовательности:

1. а) Изображая вид слева, проводим окружности: выступов  $d_a$ , начальную  $d$  и впадин  $d_f$ ;

б) Проводим окружность отверстия для вала, из приложения данных методических указаний выбираем размеры шпоночного паза ( $t_1$  и  $b$ ) и проводим его очертание;

в) Из всех точек пересечения вертикальной центральной с окружностями и очертанием шпоночного паза проводим горизонтальные линии связи.

2. На виде слева по линиям проекционной связи изображаем контур отверстия под вал с пазом.

3. а) Удаляем линии построения и линии связи; обводим изображения колеса основными линиями и наносим штриховку на изображении разрезанной поверхности.

б) Наносим размерные линии и числа.

На рабочих чертежах зубчатых колес, кроме указанных размеров, записывают согласно ГОСТ 9250 – 59 и 1643 – 56 в таблице параметров все данные, необходимые для изготовления и контроля точности зубчатого венца или витков червяка.

Таблицу параметров (рисунок 22) располагают в правой части поля чертежа, отступив от верхнего края 20 мм. Таблица параметров зубчатого венца состоит из трех частей: а) данные для изготовления; б) для контроля и в) для справок, причем указывать данные для контроля и для справок необязательно.

20				
7m/n	Модуль	$m$		
	Число зубьев	$z$		
	Нормальный исходный контур	—		
	Коэффициент смещения	$x$		
	Степень точности	—		
	Данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев			
	Делительный диаметр	$d$		
	Прочие справочные данные			
110		10	35	

Рисунок 22 – Таблица параметров зубчатого колеса

Пример выполнения чертежа зубчатого колеса представлен на рисунке 23.

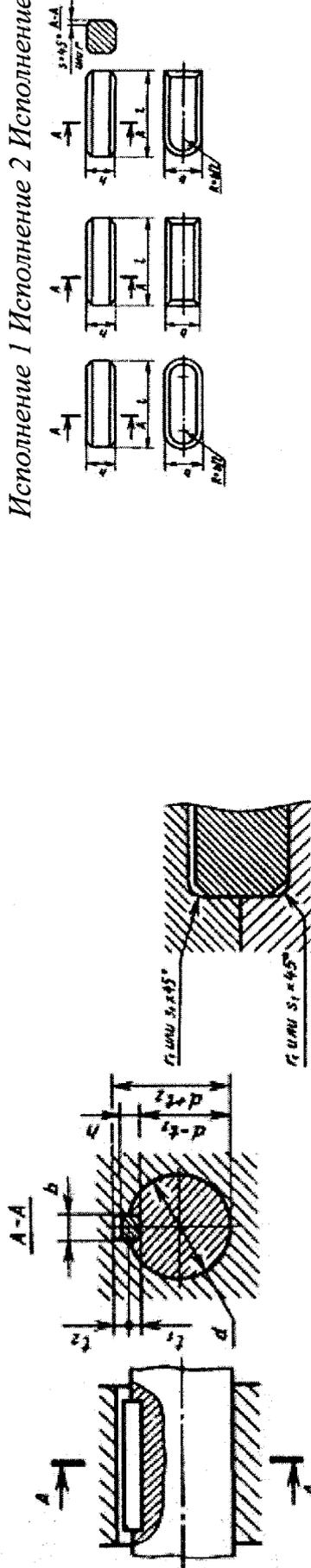


Призматические шпонки (по ГОСТ 23360-78)

Размеры шпонок

Размеры шпоночных пазов

Исполнение 1 Исполнение 2 Исполнение 3



На рабочем чертеже должен проставляться один размер для вала  $t_1$  (предпочтительный вариант) или  $d-t_1$  и для втулки  $d+t_2$

Размеры, мм

Диаметр вала $d$	Сечение шпонки $b \times h$	Шпоночный паз						Длина $l$					
		Ширина $b$		Глубина		Радиус закругления $r$ или фаска $s_1 \times 45^\circ$							
		Свободное соединение	Номинальное соединение	Плотное соединение	Вал $t_1$	Втулка $t_2$	не более		не менее				
1	2	Вал (H9)	Втулка (D10)	Вал (N9)	Втулка (J9)	Вал и втулка (P9)	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	11	12	13	14
Св.12 до 17	5x5	+0,030 0	+0,078 +0,030	0	$\pm 0,015$	-0,012 -0,042	+0,1 0	3,0 0	2,3 0	+0,1 0	0,25	0,16	10-56
» 17 » 22	6x6	+0,030 0	+0,030 -0,030	5	6	7	0	3,5	2,8	0	0,25	0,16	14-70

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Св. 22 до 30 » 30 » 38	8x7	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4,0	3,3	3,3		0,25	0,16	18-90	
	10x8	0	+0,040	-0,036	-0,051	5,0	0,4				0,25	22-110		
Св. 38 до 44 » 44 » 50 » 50 » 58 » 58 » 65	12x8	+0,043	+0,120	0	±0,021	-0,018	5,5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25	28-140	
	14x9	0	+0,050	-0,043		-0,061	6,0						3,8	36-160
	16x10	0				7,0	4,3						45-180	
	18x11					7,5	4,4						50-200	
Св. 65 до 75 » 75 » 85 » 85 » 95	20x12	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9,0	0	4,9		0,6	0,4	56-220	
	22x14	0	+0,065	-0,052	-0,074	9,0	5,4						63-250	
	24x14					9,0	5,4						70-280	

Примечания: 1. Допускаются для ширины паза и втулки любые сочетания полей допусков, указанных в таблице.

2. Для термообработанных деталей допускаются предельные отклонения размера ширины паза вала Н11, если это не влияет на работоспособность соединения.

3. В ответственных шпоночных соединениях сопряжения дна паза с боковыми сторонами выполняются по радиусу, величина и предельные отклонения которого должны указываться на рабочем чертеже.

4. Допускается в обоснованных случаях (пустотелые и ступенчатые валы, передачи пониженных вращающих моментов и т.п.) применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

5. Длину  $l$  (мм) призматической шпонки выбирают из ряда в указанных пределах брать 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; 220; 250; 280 мм.

6. Поле допуска на ширину шпонки  $b$  h9, на высоту шпонки h11 (h9 до 6 мм), на длину шпонки h14.

Пример обозначения шпонки исполнения 1, размерами  $b=18$  мм,  $h=11$  мм и  $l=100$  мм:

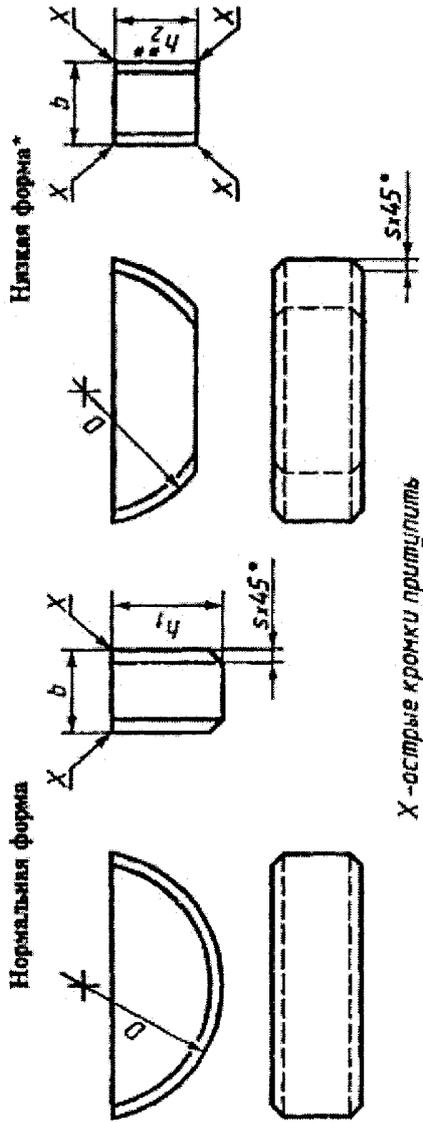
*Шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360-78*

То же исполнения 2:

*Шпонка 2-18x11x100 ГОСТ 23360-78*

Материал шпонок - сталь с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

СЕГМЕНТНЫЕ ШПОНКИ И ШПОНОЧНЫЕ ПАЗЫ (ГОСТ 24071-97)



\*\*  $h_2 = 0,8h_1$  (значение можно округлить до 0,1 мм).

мм

Ном.	b		h <sub>1</sub>		D		s	
	Пред. откл. h9*	Ном.	Пред. откл. h11	Ном.	Пред. откл. h12	не менее	не более	
1,0	-0,025	1,4	-0,060	4	-0,120	0,16	0,25	
1,5		2,6						
2,0		2,6						
2,0	-0,025	3,7	-0,075	10	-0,150	0,16	0,25	
2,5		3,7						
3,0		5,0						
3,0	-0,030	6,5	-0,090	16	-0,180	0,25	0,40	
4,0		6,5						
4,0		7,5						

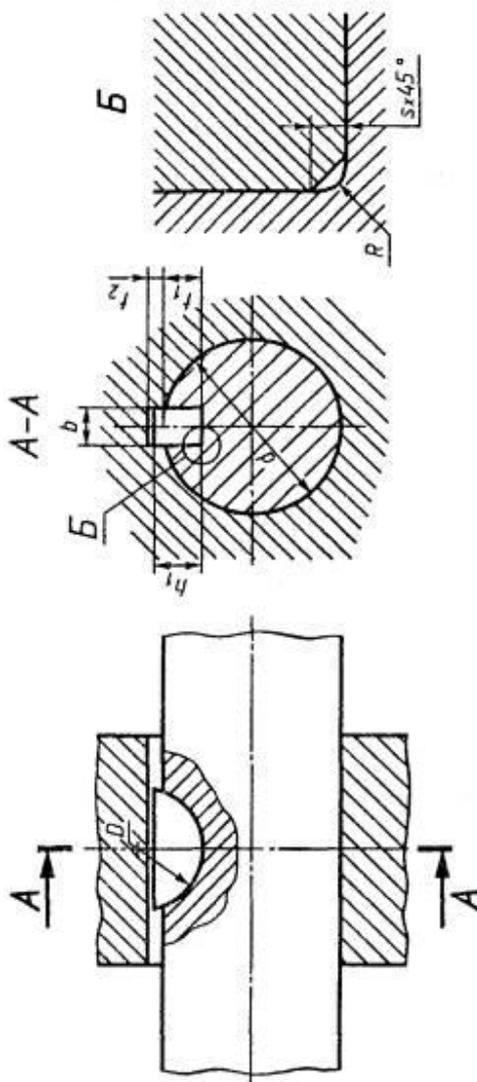
b		h <sub>1</sub>		D		s	
Ном.	Пред. откл. h9*	Ном.	Пред. откл. h11	Ном.	Пред. откл. h12	не менее	не более
5,0		6,5		16	-0,180		
5,0		7,5		19			
5,0		9,0		22			
6,0		9,0		22			
6,0		10,0		25			
8,0	-0,036	11,0	-0,110	28	-0,210		
10,0		13,0		32			

\* Другой допуск может быть принят по согласованию заинтересованных сторон.

### Материал

Материал - сталь с временным сопротивлением разрыву не ниже 590 Н/мм<sup>2</sup> после окончательной обработки (если не будет другой договоренности между заинтересованными сторонами).

Таблица 2 – Размеры и предельные отклонения сечений пазов



мм

Размеры шпонки нормальной или низкой формы $b \times h_1 \times D$	Ширина $b$				Глубина			Радиус $R$		
	Ном.	Пределные отклонения		Вал и втулка Р9	Вал $t_1$		Ступица $t_2$		не более	не менее
		Плотное соединение			Ном.	Пред. откл.	Ном.	Пред. откл.		
		Вал N9	Втулка Js9							
1,0 x 1,4 x 4	1,0				1,0		0,6		0,16	0,08
1,5 x 2,6 x 7	1,5				2,0		0,8		0,16	0,08
2,0 x 2,6 x 7	2,0				1,8	+0,1	1,0		0,16	0,08
2,0 x 3,7 x 10	2,0	-0,004;	±0,012	-0,006;	2,9		1,0		0,16	0,08
2,5 x 3,7 x 10	2,5	-0,029		-0,031	2,7		1,2		0,16	0,08
3,0 x 5,0 x 13	3,0				3,8		1,4		0,16	0,08
3,0 x 6,5 x 16	3,0				5,3		1,4	+0,1	0,16	0,08
4,0 x 6,5 x 16	4,0				5,0	+0,2	1,8		0,25	0,16
4,0 x 7,5 x 19	4,0				6,0		1,8		0,25	0,16
5,0 x 6,5 x 16	5,0				4,5		2,3		0,25	0,16
5,0 x 7,5 x 19	5,0	-0,030	±0,015	-0,012; -0,042	5,5		2,3		0,25	0,16
5,0 x 9,0 x 22	5,0				7,0		2,3		0,25	0,16
6,0 x 9,0 x 22	6,0				6,5		2,8		0,25	0,16
6,0 x 10,0 x 25	6,0				7,5	+0,3	2,8		0,25	0,16
8,0 x 11,0 x 28	8,0	-0,036	±0,018	-0,015; -0,051	8,0		3,3	+0,2	0,40	0,25
10,0 x 13,0 x 32	10,0				10,0		3,3		0,40	0,25

Таблица 3 - Зависимость диаметра вала от размера шпонки

Серия 1		Диаметр вала $d$ , мм		Серия 2		Размер шпонки, мм, нормальной формы $b \times h_1 \times D$ или эквивалентной низкой формы
Свыше	До	Свыше	До	Свыше	До	
3	4	3	4	3	4	1,0 x 1,4 x 4
4	5	4	5	4	6	1,5 x 2,6 x 7
5	6	6	6	6	8	2,0 x 2,6 x 7
6	7	8	7	8	10	2,0 x 3,7 x 10
7	8	10	8	10	12	2,5 x 3,7 x 10
8	10	12	10	12	15	3,0 x 5,0 x 13
10	12	15	12	15	18	3,0 x 6,5 x 16
12	14	18	14	18	20	4,0 x 6,5 x 16
14	16	20	16	20	22	4,0 x 7,5 x 19
16	18	22	18	22	25	5,0 x 6,5 x 16
18	20	25	20	25	28	5,0 x 7,5 x 19
20	22	28	22	28	32	5,0 x 9,0 x 22
22	25	32	25	32	36	6,0 x 9,0 x 22
25	28	36	28	36	40	6,0 x 10,0 x 25
28	32	40	32	40	-	8,0 x 11,0 x 28
32	38	-	38	-	-	10,0 x 13,0 x 32

### Обозначение

В обозначении шпонки должны указываться ее ширина и высота и обозначение стандарта.

### Примеры

Обозначение шпонки нормальной формы и сечением  $b \times h_1 = 5 \times 6,5$  мм:

*Шпонка 5 x 6,5 ГОСТ 24071-97*

Обозначение низкой шпонки с сечением  $b \times h_2 = 5 \times 5,2$ :

*Шпонка 5 x 5,2 ГОСТ 24071-97*

СОЕДИНЕНИЯ ШПОНОЧНЫЕ С КЛИНОВЫМИ ШПОНКАМИ

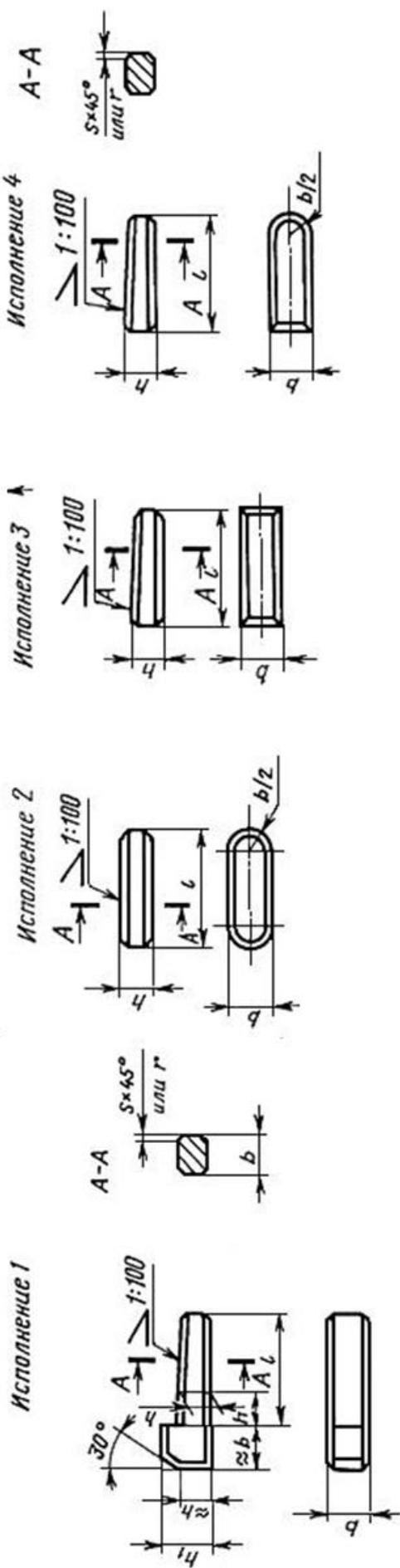


Таблица 1 – Размеры клиновых шпонок, мм

Ширина $b$ (h9)	Высота $h$ (h11)	Фаски $s$ х $45^\circ$ или радиус $r$		Длина $l$ (h14)		Высота шпоночной головки $h_1$
		не менее*	не более	от	до	
1	2	3	4	5	6	7
2	2	0,16	0,25	6	20	-
3	3			6	36	-
4	4			8	45	7
1	2	3	4	5	6	7
5	5	0,25	0,40	10	56	8
6	6			14	70	10
8	7			18	90	11
10	8		0,60	22	110	12
12	8	0,40		28	140	12
14	9			36	160	14
16	10			45	180	16
18	11			50	200	18
20	12	0,60	0,80	56	220	20
22	14			63	250	22
25	14			70	280	22
28	16			80	320	25
32	18			90	360	28
36	20	1,00	1,20	100	400	32
40	22			100	400	36
45	25			110	450	40
50	28			125	500	45
56	32	1,60	2,00	140	500	50
63	32			160	500	50
70	36			180	500	56
80	40	2,50	3,00	200	500	63
90	45			220	500	70
100	50			250	500	80

Примечания:

1. Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6; 8; 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; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

2. Допускается применять шпонки с длиной, выходящей за пределы интервала длин, указанного в таблице 1.

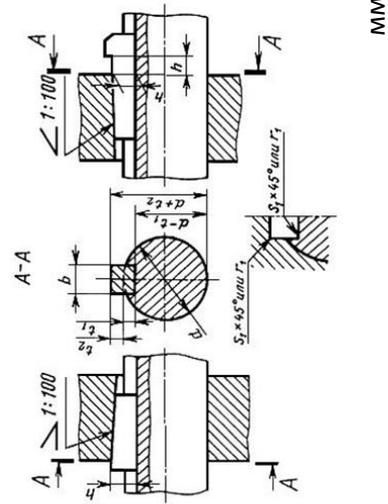
Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 с размерами  $b = 8$  мм,  $h = 11$  мм,  $l = 100$  мм:

*Шпонка 18 x 11 x 100 ГОСТ 24068-80*

1. Материал шпонок исполнения 1 - сталь с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МН/м (60 кгс/мм).

Материал шпонок исполнения 2, 3 и 4 - сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТ 8787-68. Допускается для шпонок исполнения 2, 3 и 4 применение другой стали с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МН/м (60 кгс/мм).

Таблица 2 – Размеры и предельные отклонения сечений пазов



мм

Продолжение таблицы 2

Диаметр вала $d$	Сечение шпонки $b \times h$	Шпоночный паз						Радиус закругления $r_1$ или фаска $s_1 \times 45^\circ$	
		Ширина $b$		Вал $t_1$		Втулка $t_2$		не менее	не более
		Вал и втулка (D10)	Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.			
От 6 до 8	2x2	2	1,2	+0,10	0,5	+0,10	0,08	0,16	
Св. 8 до 10	3x3	3	1,8		0,9				
Св. 10 до 12	4x4	4	2,5		1,2				
Св. 12 до 17	5x5	5	3,0		1,7		0,16	0,25	
Св. 17 до 22	6x6	6	3,5		2,2				
Св. 22 до 30	8x7	8	4,0	+0,20	2,4	+0,20			
Св. 30 до 38	10x8	10	5,0		2,4		0,25	0,40	
Св. 38 до 44	12x8	12	5,0		2,4				
Св. 44 до 50	14x9	14	5,5		2,9				
Св. 50 до 58	16x10	16	6		3,4				
Св. 58 до 65	18x1	18	7		3,4				
Св. 65 до 75	20x12	20	7,5		3,9		0,40	0,60	
Св. 75 до 85	22x14	22	9		4,4				
Св. 85 до 95	25x14	25	9		4,4				
Св. 95 до 11	28x16	28	10		5,4				
Св. 110 до 130	32x18	32	11		6,4				
Св. 130 до 150	36x20	36	12	+0,30	7,1	+0,30	0,7	1,00	
Св. 150 до 170	40x22	40	13		8,1				
Св. 170 до 200	45x25	45	15		9,1				
Св. 200 до 230	50x28	50	17		10,1				
Св. 230 до 260	56x32	56	20		11,1		1,20	1,60	
Св. 260 до 290	63x32	63	20		11,1				
Св. 290 до 330	70x36	70	22		13,1				
Св. 330 до 380	80x40	80	25		14,1		2,00	2,50	
Св. 380 до 440	90x45	90	28		16,1				
Св. 440 до 500	100x50	100	31		18,1				

Основные размеры шлицевых соединений с прямобочным профилем

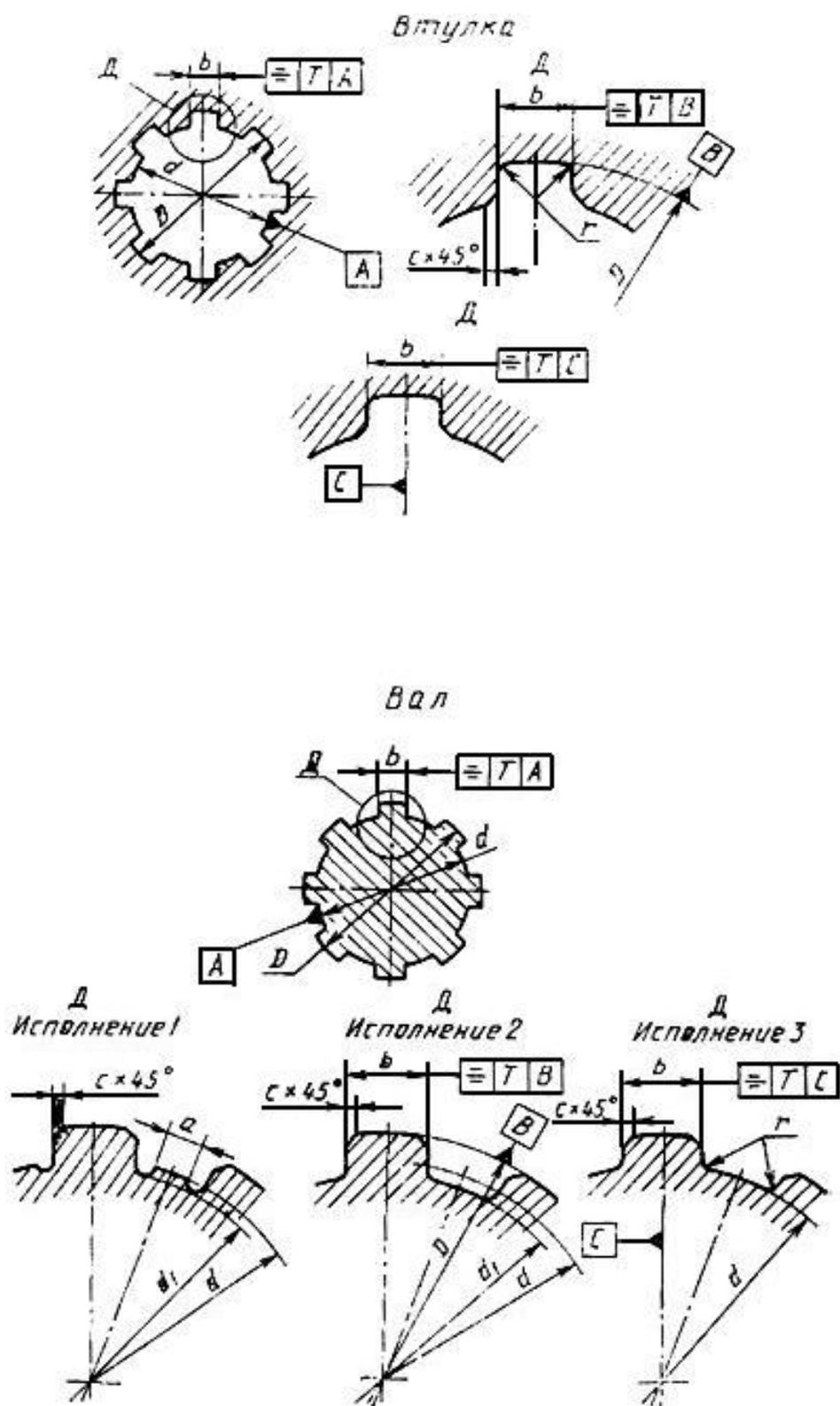


Таблица 1 - Размеры легкой серии, мм

zxdxD	Число зубьев z	d	D	b	d <sub>1 min</sub> , не менее	a <sub>min</sub> , не менее	c		Γ <sub>max</sub> , не более
							Номин.	Пред. откл.	
6x23x26	6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
6x26x30	6	26	30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
6x28x32	6	28	32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8x32x36	8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8x36x40	8	36	40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8x42x46	8	42	46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
8x46x50	8	46	50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8x52x58	8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8x56x62	8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
8x62x68	8	62	68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
10x72x78	10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
10x82x88	10	82	88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
10x92x98	10	92	98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5
10x102x108	10	102	108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5
10x112x120	10	112	120	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5

Таблица 2 - Размеры средней серии, мм

zxdxD	Число зубьев z	d	D	b	d <sub>1 min</sub> , не менее	a <sub>min</sub> , не менее	с		Г <sub>max</sub> , не более z
							Номин.	Пред. откл.	
6x11x14	6	11	14	3,0	9,9	-	0,3	+0,2	0,2
6x13x16	6	13	16	3,5	12,0	-	0,3	+0,2	0,2
6x16x20	6	16	20	4,0	14,5	-	0,3	+0,2	0,2
6x18x22	6	18	22	5,0	16,7	-	0,3	+0,2	0,2
6x21x25	6	21	25	5,0	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6x23x28	6	23	28	6,0	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6x26x32	6	26	32	6,0	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6x28x34	6	28	34	7,0	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8x32x38	8	32	38	6,0	29,4	-	0,4	+0,2	0,3
8x36x42	8	36	42	7,0	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8x42x48	8	42	48	8,0	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8x46x54	8	46	54	9,0	42,7	-	0,5	+0,3	0,5
8x52x60	8	52	60	10,0	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
8x56x65	8	56	65	10,0	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5
8x62x72	8	62	72	12,0	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5
10x72x82	10	72	82	12,0	67,4	-	0,5	+0,3	0,5
10x82x92	10	82	92	12,0	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5
10x92x102	10	92	102	14,0	87,3	4,50	0,5	+0,3	0,5
10x102x112	10	102	112	16,0	97,7	6,30	0,5	+0,3	0,5

Таблица 3 - Размеры тяжелой серии, мм

zxdxD	Число зубьев z	d	D	b	d <sub>1 min</sub> , не менее	a <sub>min</sub> , не менее		с Пред. откл.
							Номин.	
10x16x20	10	16	20	2,5	14,1	0,3	+0,2	0,2
10x18x23	10	18	23	3,0	15,6	0,3	+0,2	0,2
10x21x26	10	21	26	3,0	18,5	0,3	+0,2	0,2
10x23x29	10	23	29	4,0	20,3	0,3	+0,2	0,2
10x26x32	10	26	32	4,0	23,0	0,4	+0,2	0,3
10x28x35	10	28	35	4,0	24,4	0,4	+0,2	0,3
10x32x40	10	32	40	5,0	28,0	0,4	+0,2	0,3
10x36x45	10	36	45	5,0	31,3	0,4	+0,2	0,3
10x42x52	10	42	52	6,0	36,9	0,4	+0,2	0,3
10x46x56	10	46	56	7,0	40,9	0,5	+0,3	0,5
16x52x60	16	52	60	5,0	47,0	0,5	+0,3	0,5
16x56x65	16	56	65	5,0	50,6	0,5	+0,3	0,5
16x62x72	16	62	72	6,0	56,1	0,5	+0,3	0,5
16x72x82	16	72	82	7,0	65,9	0,5	+0,3	0,5
20x82x92	20	82	92	6,0	75,6	0,5	+0,3	0,5
20x92x102	20	92	102	7,0	85,5	0,5	+0,3	0,5
20x102x115	20	102	115	8,0	94,0	0,5	+0,3	0,5
20x112x125	20	112	125	9,0	104,0	0,5	+0,3	0,5

Основные размеры эвольвентных шлицевых соединений [ГОСТ 1139-80\*], мм

Номинальный диаметр $D$		Модуль $m$											
		Ряд 1	0,8	-	1,25	-	2,0	-	3,0	-	-	5,0	-
		Ряд 2	-	1,0	-	1,5	-	2,5	-	3,5	4,0	-	6,0
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев $z$											
6	-	6											
-	7	7											
8	-	8	6										
-	9	10	7										
10	-	11	8	6									
12	-	13	10	8	6								
-	14	16	12	10	8								
15	-	17	13										
-	16	18	14	11	9			6					
17	-	20	15	12									
-	18	21	16	13	10			7					
20	-	32	18	14	12			8	6				
-	22	26	20	16	13			9	7	6			
25	-	30	24	18	15			11	8	7			
-	28	34	26	21	17			12					
30	-	36	28	22	18			13	10	8			
-	32	38	30	24	20			14	11	9		6	
35	-	42	34	26	22			16	12	10		7	
-	38	46	36	29	24			18	14	11		8	

40	-		48	38	30	25			12			6	
-	42		51	40	32	26	20	15			9	7	
45	-		55	44	34	28	21	16	13		10		
-	48		58	46	37	30	22	18	14	12		8	6
50	-		60	48	38	32	24		15		11		7

**Примечания:**

Стандарт предусматривает размеры с диапазоном диаметров **D** от 4 до 500 мм и модулей **m** от 0,5 до 10 мм.

Ряд 1 следует предпочитать ряду 2.

## Библиографический список

1. Государственные стандарты. Указатель 2016 г. по состоянию на 01.03.2016. Изд. офиц. Государственный комитет РФ по стандартизации, метрологии и сертификации.
2. Государственные стандарты ЕСКД. Общие правила выполнения чертежей. М.: Изд-во стандартов, 1995.
3. ГОСТ 2.305-2008. Единая система конструкторской документации. Изображения – виды, разрезы, сечения. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2008.
4. Березина Н.А. Инженерная графика: учеб. пособие для СПО. М.: Инфра-М, 2010. 272 с.
5. Куликов В.П., Кузин А.В. Инженерная графика: учеб. для СПО. М.: ФОРУМ; ИНФРА-М, 2013. 368 с.
6. Миронов Б.Г., Панфилова Е.С. Сборник упражнений для чтения чертежей по инженерной графике: учеб. пособие для СПО. М.: Академия, 2013. 128 с.
7. Сорокин Н.П. Инженерная графика: учеб. пособие. СПб.: Лань, 2016. 392 с.

Учебное издание

Кожухова Нэлли Юрьевна

# **ИНЖЕНЕРНАЯ ГРАФИКА**

ТЕМА «ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ. КОЛЕСО ЗУБЧАТОЕ.  
ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для практической и самостоятельной работы обучающихся  
по специальностям среднего профессионального образования

Редактор Лебедева Е.М.

---

Подписано к печати 05.03.2018 г. Формат 60x84. 1/16.

Бумага печатная Усл.п.л. 2,44. Тираж 35 экз. Изд. № 5545.

---

Издательство Брянского государственного аграрного университета  
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ