

# Тема: ВАЛЫ, ОСИ, ШПОНОЧНЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

## А. РАЗНОВИДНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ И  
СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

РАСЧЕТ ОСЕЙ

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ВАЛОВ И ОСЕЙ

## Б. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

РАЗНОВИДНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

## В. ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

РАЗНОВИДНОСТИ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

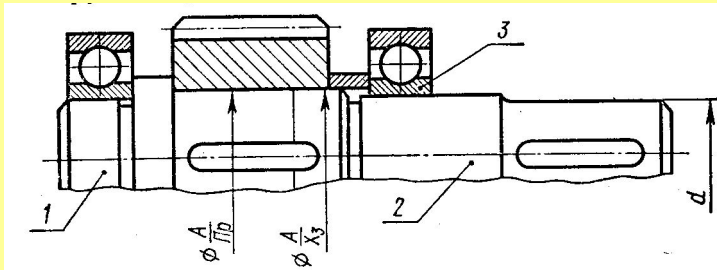
ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

## ВАЛЫ И ОСИ



Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях.

Вал предназначен для поддержания сидящих на нем деталей и для передачи вращающего момента. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях дополнительно растяжение и сжатие.

Ось — деталь, предназначенная только для поддержания сидящих на ней деталей. В отличие от вала, ось не передает вращающего момента и, следовательно, не испытывает кручения. Оси могут быть неподвижными или вращаться вместе с насаженными на них деталями.

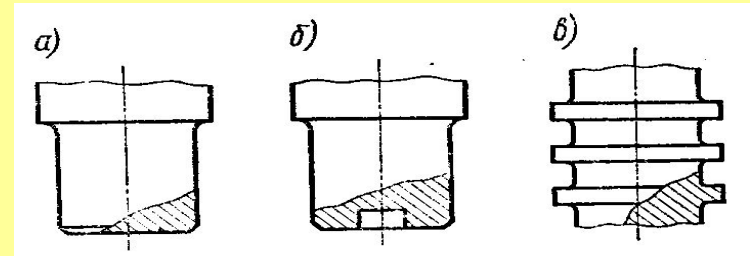
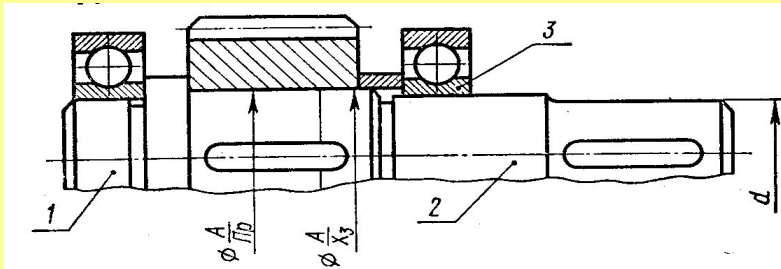
1. По геометрической форме валы делятся на прямые (см. рис.), коленчатые и гибкие. Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и в настоящем курсе не рассматриваются.

Оси, как правило, изготовляют прямыми. По конструкции прямые валы и оси мало отличаются друг от друга.

2. По длине прямые валы и оси могут быть гладкими или ступенчатыми (см. рис.). Образование ступеней связано с различной напряженностью отдельных сечений, а также условиями изготовления и удобства сборки.

3. По типу сечения валы и оси бывают сплошные и полые. Полое сечение применяется для уменьшения массы или для размещения внутри другой детали.

## ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ И ОСЕЙ



1. **Цапфы.** Участки вала или оси, лежащие в опорах, называют цапфами. Они подразделяются на шипы, шейки и пяты.

**Шипом** называется цапфа, расположенная на конце вала или оси и передающая преимущественно радиальную нагрузку (см. рис.1 (1)).

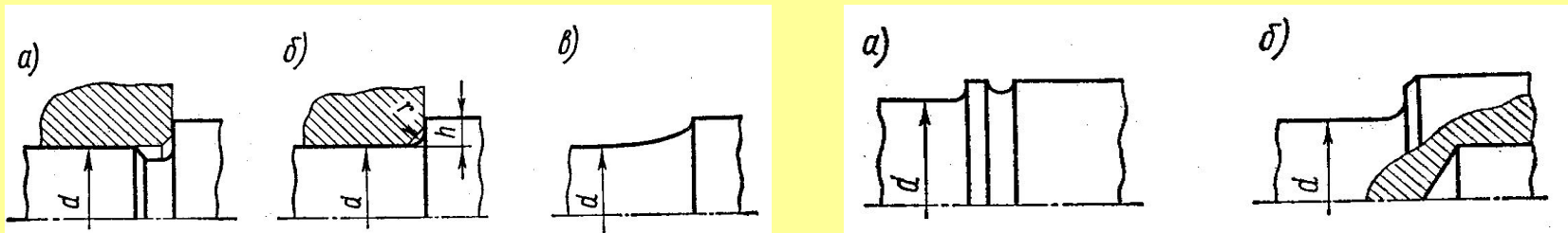
**Шейкой** называется цапфа, расположенная в средней части вала или оси. Опорами для шипов и шеек служат подшипники (см. рис.1 (2)).

Шипы и шейки по форме могут быть цилиндрическими, коническими и сферическими. В большинстве случаев применяются цилиндрические цапфы (см. рис.1).

**Пятой** называется цапфа, передающая осевую нагрузку (рис. 2). Опорами для пят служат подпятники. Пяты по форме могут быть сплошными (рис. 2, а), кольцевыми (рис. 2, б) и гребенчатыми (рис. 2, в). Гребенчатые пяты применяют редко.

2. **Посадочные поверхности.** Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выполняют цилиндрическими (см. рис. 1) и реже коническими. При прессовых посадках диаметр этих поверхностей принимают примерно на 5% больше диаметра соседних участков для удобства напрессовки (см. рис. 1). Диаметры посадочных поверхностей выбирают по ГОСТ 6636 — 69, а диаметры под подшипники качения — в соответствии с ГОСТами на подшипники.

## ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ И ОСЕЙ



**3. Переходные участки.** Переходные участки между двумя ступенями валов или осей выполняют:

- а) с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820 — 69 (рис. 1, а - эти канавки повышают концентрацию напряжений, поэтому рекомендуется их делать на концевых участках, где изгибающие моменты небольшие);
- б) с галтелью (поверхность плавного перехода от меньшего сечения вала к большему) постоянного радиуса по ГОСТ 10948 — 64 (рис. 1, б);
- в) с галтелью переменного радиуса (рис. 1, в), которая способствует снижению концентрации напряжений, а потому применяется на сильно нагруженных участках валов или осей.

Эффективными средствами для снижения концентрации напряжений в переходных участках являются:

- протачивание разгрузочных канавок (рис. 2, а),
- увеличение радиусов галтелей и высверливание в ступенях большого диаметра (рис. 2, б).

Пластическое упрочнение (наклеп) галтелей обкаткой роликами повышает несущую способность валов и осей.

## МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Материалы валов и осей должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Прямые валы и оси изготавливают преимущественно из углеродистых и легированных сталей.

Для валов и осей без термообработки применяют стали Ст.5, Ст.6, 35, 40; для валов с термообработкой — стали 45, 40Х (см, табл. ГОСТ). Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

## КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически - изменяющиеся напряжения. Основными критериями работоспособности являются усталостная прочность (выносливость) и жесткость. Усталостная прочность валов и осей оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость — прогибом в местах посадок деталей и углами наклона или закручивания сечений.

Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является расчет на усталостную прочность.

## РАСЧЕТ ВАЛОВ

Основными расчетными силовыми факторами являются крутящие  $M_k$  и изгибающие  $M_i$  моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил, как, правило, невелико и в большинстве случаев не учитывается.

Различают *проектный* и *проверочный* расчеты валов.

## Проектный расчет валов

Проектный расчет валов производится на статическую прочность для ориентировочного определения диаметров. В начале расчета известен только крутящий момент  $M_k$ . Изгибающие моменты  $M_i$  оказывается возможным определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно чертежу выявится его длина. Кроме того, только после разработки конструкции определяются места концентрации напряжений: галтели, шпоночные канавки и т. п. Поэтому *проектный расчет вала производится условно только на одно кручение*. При этом расчете влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируются понижением допускаемых напряжений на кручение  $[\tau]_k$ .

При проектном расчете обычно определяют диаметр выходного конца вала, который в большинстве случаев испытывает лишь одно кручение. Промежуточный вал не имеет выходного конца, поэтому для него расчетом определяют диаметр под шестерней. Остальные диаметры вала назначаются при разработке конструкции с учетом технологии изготовления и сборки.

Диаметр расчетного сечения вала определяют по формуле, известной из курса сопротивления материалов:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]_k}}$$

где

$M_k$  — крутящий момент в н·мм, возникающий в расчетном сечении вала и обычно численно равный передаваемому вращающему моменту  $M$ , т. е.  $M_k = M$ ;

$[\tau]_k$  — допускаемое напряжение на кручение в н/мм<sup>2</sup>.

Для валов из сталей Ст. 5, Ст. 6, 35, 40, 45 принимают: при определении диаметра выходного конца  $[\tau]_k = 20 \dots 25$  н/мм<sup>2</sup>, при определении диаметра промежуточного вала под шестерней  $[\tau]_k = 10 \dots 20$  н/мм<sup>2</sup>.

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 6636 — 69.

*Нормальные линейные размеры* в мм (извлечение из ГОСТ 6636 — 69):

16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100.

При проектировании редукторов диаметр выходного конца быстроходного вала часто принимают равным (или почти равным) диаметру вала электродвигателя, с которым он будет соединен **муфтой**.

## *Последовательность проектного расчета валов*

Исходные данные:

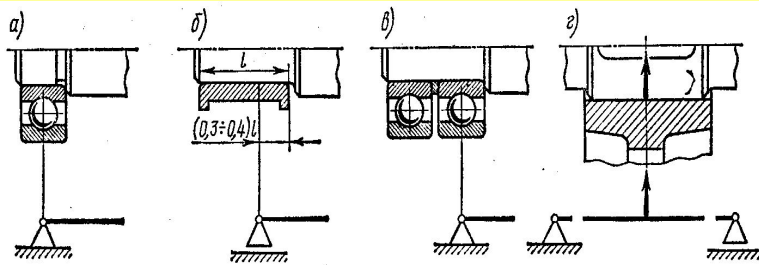
1. Передаваемый момент  $M$ .
2. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. В зависимости от условий работы выбирают материал вала и задаются допуском напряжением  $[\tau]_k$ .
2. Определяют диаметр выходного конца вала из расчета только на кручение. Для промежуточных валов определяют диаметр под шестерней.
3. Разрабатывают конструкцию вала и по чертежу оценивают его размеры. Окончательно форму и размеры вала определяют после подбора подшипников, когда выявятся необходимые размеры цапф.



## ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ



Проверочный расчет валов производится на усталостную и статическую прочность и на жесткость, а в отдельных случаях на колебания. Выполняется после конструктивного оформления вала на основе проектного расчета и подбора подшипников. Расчет вала выполняют по его расчетной схеме.

### Составление расчетной схемы

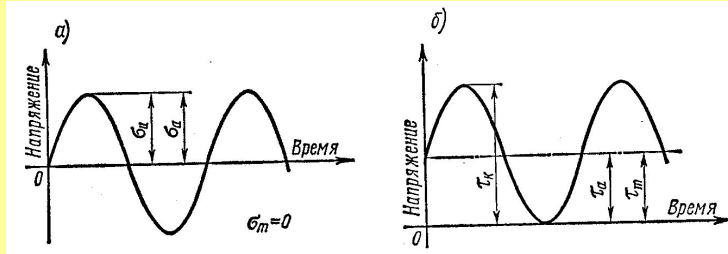
Валы рассматривают как прямые бруссы, лежащие на шарнирных опорах.

При выборе типа опоры считают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники качения или скольжения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры (см. рис. а), а подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, — как шарнирно-подвижные (рис. б).

На схеме центр шарнира опоры принимают в середине подшипника качения (см. рис. а) или на расстоянии 0,3 — 0,4 длины подшипников скольжения (давление по длине подшипника скольжения распределяется неравномерно вследствие деформации валов и осей) со стороны нагруженного пролета (см. рис. б). При двух подшипниках качения, установленных на одной опоре, центр шарнира опоры принимают в середине ближайшего к пролету подшипника (иногда при уточненных расчетах два рядом установленных на одной опоре подшипника качения рассматривают как жесткую заделку) (рис. в).

Основными нагрузками на валы являются усилия от передач, распределяющиеся по длине ступицы. На расчетных схемах эти усилия, а также вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные в серединах ступиц (рис. г). Влиянием силы тяжести валов и насаженных на них деталей пренебрегают (за исключением тяжелых маховиков и т. п.). Силы трения в опорах не учитывают.

## Расчет на усталостную прочность



Этот расчет валов выполняют как проверочный; он заключается в определении расчетных коэффициентов запасов прочности в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений..

При расчете принимают, что напряжения изгиба  $\sigma_{и}$  изменяются по симметричному циклу (рис. а) а напряжения  $\tau_{к}$  кручения — по отнулевому (пульсирующему) циклу (рис. б). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передает переменные по величине, но постоянные по направлению вращающие моменты.

Проверку на усталостную прочность производят по величине коэффициента запаса прочности:

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n]$$

где  $n_{\sigma}$  - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$n_{\tau}$  - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

$\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  - пределы выносливости при изгибе и кручении с симметричным циклом (см. табл. ГОСТ);

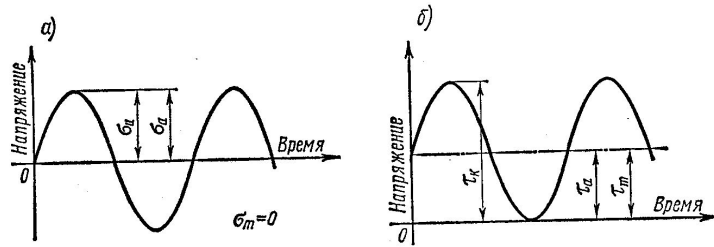
$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1};$$

$k_{\sigma}$  и  $k_{\tau}$  - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (табл. ГОСТ);

$\varepsilon_{\sigma}$  и  $\varepsilon_{\tau}$  - масштабные факторы (табл.);

$\sigma_a$  и  $\tau_a$  - амплитуды циклов изменения напряжений при изгибе и кручении.

## Расчет на усталостную прочность



Согласно рис.

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{\text{нетто}}}; \quad \tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{M_k}{2W_{\text{к нетто}}}$$

где  $W_{\text{нетто}}$  и  $W_{\text{к нетто}}$  - моменты сопротивления изгибу и кручению нетто сечения (по формулам табл.);

$\sigma_m$  и  $\tau_m$  — средние напряжения циклов при изгибе и кручении.

Согласно рис.  $\sigma_m = 0$ ;  $\tau_m = \tau_a$ . Если одновременно с изгибом в расчетном сечении возникает продольная растягивающая сила  $N$ , то  $\sigma_m = N/F$ , где  $F$  - площадь сечения;

$\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  - коэффициенты, учитывающие влияние среднего напряжения цикла на усталостную прочность. Обычно принимают: для среднеуглеродистых сталей  $\psi_\sigma = 0,10$ ;  $\psi_\tau = 0,05$ ; для легированных сталей  $\psi_\sigma = 0,30$ ;  $\psi_\tau = 0,10$ ;

$[n]$  - допускаемый (требуемый) запас прочности. Для валов передач рекомендуется  $[n] \geq 2,5$ .

Проверочный расчет на усталостную прочность ведется по длительно действующей номинальной нагрузке без учета кратковременных пиковых нагрузок, число циклов, действия которых невелико и не влияет на усталостную прочность.

## Расчет на статическую прочность

Проверка валов на статическую прочность ведется для предупреждения пластических деформаций в период действия пиковых нагрузок (например, в период пуска). Эквивалентное напряжение  $\sigma_{\text{э}}$  для опасного сечения вала определяют по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_{\text{мах}}^2 + 3\tau_{\text{к}}^2} \leq [\sigma]_{\text{пред}}$$

где

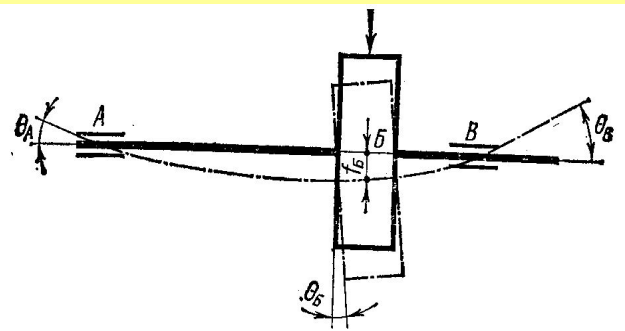
$$\sigma_{\text{мах}} = \frac{M_{\text{и пик}}}{W_{\text{нетто}}} + \frac{N_{\text{пик}}}{F}; \quad \tau_{\text{к}} = \frac{M_{\text{к пик}}}{W_{\text{к нетто}}}$$

$M_{\text{и пик}}$  и  $M_{\text{к пик}}$  - изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при пиковой нагрузке;

$N_{\text{пик}}$  - продольная растягивающая или сжимающая сила в том же сечении при пиковой нагрузке.

Предельное допускаемое напряжение принимают  $[\sigma]_{\text{пред}} \approx 0,8\sigma_{\text{Т}}$  где  $\sigma_{\text{Т}}$  - предел текучести (см. табл.).

## Расчет на жесткость



Проверочный расчет валов на жесткость выполняется в тех случаях, когда их деформации существенно влияют на работу сопряженных с валом деталей.

Так, например, повышенный прогиб  $f$  валов зубчатых передач (рис.) вызывает перекосяк колес, концентрацию нагрузки по длине зубьев и преждевременный их износ или даже излом, а значительный угол наклона  $\theta$  цапф - защемление тел качения в подшипниках, повышенное трение и нагрев.

Различают изгибную и крутильную жесткость.

**Изгибная жесткость** валов оценивается прогибом  $f$  и углом наклона  $\theta$ , которые определяются методами сопротивления материалов.

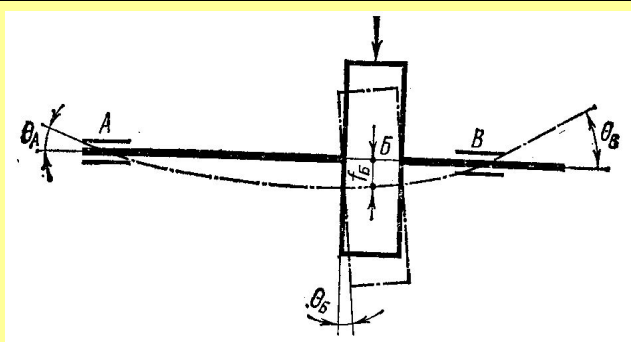
Требуемая изгибная жесткость обеспечивается при соблюдении условий  $f \leq [f]$  и  $\theta \leq [\theta]$ .

Величина допускаемых прогибов  $[f]$  и углов наклона  $[\theta]$  зависит от назначения вала или оси.

Для валов зубчатых передач под серединой колеса принимают  $[f] \sim (0,01 \dots 0,03)m$ , а для валов червяков  $[f] = (0,005 \dots 0,01)m_s$  где  $m$  и  $m_s$  - модули зацепления.

Угол наклона цапф в подшипниках скольжения рекомендуется  $[\theta] = 0,001$  рад, а в радиальных шарикоподшипниках -  $[\theta] \sim 0,01$  рад.

## Расчет на жесткость



В большинстве случаев валы редукторов на жесткость не проверяют, поскольку завышены коэффициенты запаса прочности. Исключение составляют валы червяков, которые всегда проверяют на изгибную жесткость вследствие большого расстояния между опорами.

При симметричном расположении опор максимальный прогиб

$$f = \frac{l^3 \sqrt{P_1^2 + T_1^2}}{48E \cdot J} \leq [f]$$

где  $l$  - расстояние между серединами опор червяка в мм;

$P_1$  и  $T_1$  - окружное и радиальное усилия на червяке в н;

$E$  - модуль продольной упругости в н/мм<sup>2</sup>, для стали  $E=2,1 \cdot 10^5$  н/мм<sup>2</sup>;

$J$  - приведенный (с учетом витков резьбы) момент инерции сечения вала червяка в мм<sup>4</sup>;

$$J = \frac{\pi D_{il}^4}{64} \left( 0,375 + 0,625 \frac{D_{e1}}{D_{il}} \right)$$

Если расчетный прогиб вала червяка  $f > [f]$ , то увеличивают относительную толщину червяка  $q$  и расчет повторяют.

Крутильная жесткость валов оценивается углом закручивания  $\varphi_0$  на единицу длины вала:

где  $M_k$  - крутящий момент в расчетном сечении в н·м;

$G$  - модуль сдвига в н/м<sup>2</sup>, для стали  $G=8 \cdot 10^4$  н/мм<sup>2</sup> =  $8 \cdot 10^{10}$  н/м<sup>2</sup>;

$J_p$  - полярный момент инерции расчетного сечения в м<sup>4</sup>.

$$\varphi_0 = \frac{M_k}{GJ_p} \leq [\varphi_0]$$

Для круглого сплошного сечения  $J_p = \pi d^4/32$ ;

$[\varphi_0]$  - допускаемый угол закручивания вала в рад на длине 1 м.

Величина  $[\varphi_0]$  зависит от назначения вала и колеблется в широких пределах.  $[\varphi_0] = (5,0 \dots 22) \cdot 10^{-3}$  рад/м. Для многих валов передач крутильная жесткость не имеет существенного значения, и такой расчет не производится.

# ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ И СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

15

## Исходные данные:

1. Нагрузка на вал. 2. Условия работы. 3. Чертеж узла.

## Последовательность расчета:

1. По чертежу узла составляют расчетную схему.
  2. Определяют силы, действующие на вал.
  3. Строят эпюры изгибающих моментов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.
  4. Строят эпюру крутящих моментов,
  5. В соответствии с формой вала и эпюрами моментов выявляют предположительно опасные сечения, подлежащие проверке на усталостную прочность.
  6. Для каждого из указанных сечений определяют расчетные коэффициенты запаса прочности  $n$  и сравнивают с допускаемым значением  $[n]$ . При этом должно соблюдаться условие  $n \geq [n]$ .
  7. Если вал в период работы испытывает кратковременные перегрузки, то наиболее нагруженные сечения его проверяют на статическую прочность.
- В зависимости от результатов проверочного расчета конструкцию вала оставляют без изменения или в нее вносят исправления. В последнем случае проверочный расчет повторяют.

## РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ВАЛОВ И ОСЕЙ

1. Каждая насаживаемая на вал или ось деталь должна проходить до своей посадочной поверхности свободно во избежание повреждения других поверхностей.
2. Торцы валов и осей и их уступы выполняют с фасками (ГОСТ 10948 — 64) для удобства насадки деталей и соблюдения техники безопасности.
3. В тяжело нагруженных валах или осях для снижения концентрации напряжений в местах посадочных поверхностей рекомендуется перепады ступеней выполнять минимальными с применением галтелей переменного радиуса.
4. При прессовых посадках трудно совместить шпоночную канавку в ступице со шпонкой вала. Для облегчения сборки на посадочной поверхности вала предусматривают небольшой направляющий цилиндрический участок с посадкой ХЗ.
5. Для уменьшения номенклатуры резцов радиусы галтелей, углы фасок, ширину проточек на одном валу или оси рекомендуется выполнять одинаковыми. Если на валу несколько шпоночных пазов, то их располагают на одной образующей вала.
6. Выбор рациональной формы вала или оси зависит от масштаба производства. При единичном производстве валы и оси изготавливают преимущественно из круглого проката, поэтому для уменьшения механической обработки принимают простую форму - без буртиков. При массовом производстве валы и оси изготавливают из специальных поковок, которые позволяют применять упорные бурты.
7. Для увеличения изгибной жесткости валов и осей рекомендуется располагать насаживаемые детали ближе к опорам.



## ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения состоят из вала, шпонки и ступицы колеса (шкива или другой детали). **Шпонка** представляет собой стальной брус, вставляемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы у валов получают фрезерованием дисковыми или пальцевыми фрезами, а в ступице — долблением или протягиванием,

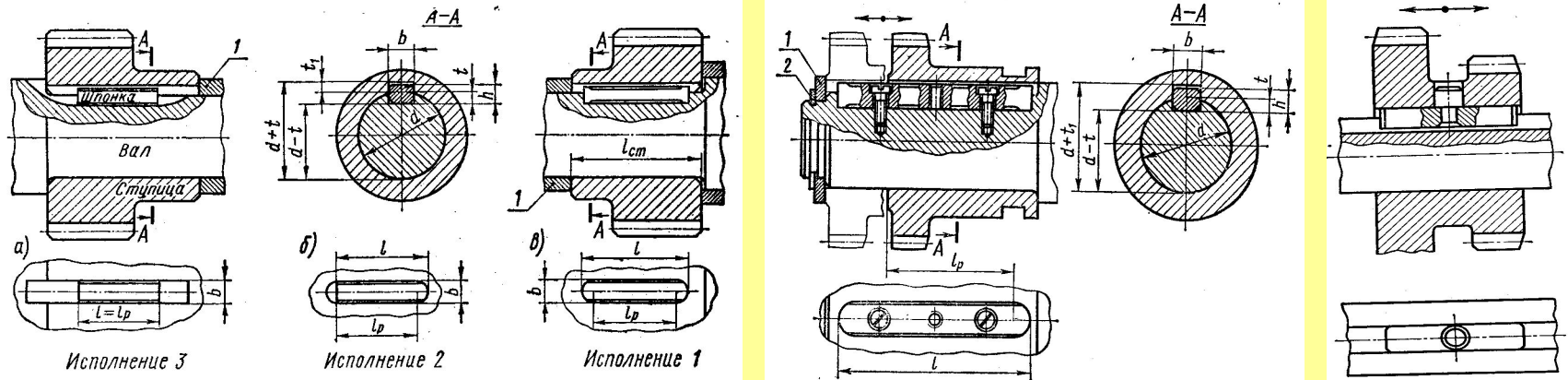
### **Достоинства:**

простота и надежность конструкции, низкая стоимость, простота монтажа и демонтажа.

**Недостаток** — шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали. Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но, главное, острой концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом.

Все шпоночные соединения подразделяют на ненапряженные и напряженные. **Н е н а п р я ж е н н ы е** соединения получают при применении призматических и сегментных шпонок. Эти соединения называют ненапряженными, так как при их сборке не возникает предварительных напряжений. Напряженные соединения получают при применении клиновых и тангенциальных шпонок. Здесь при сборке соединений в их деталях возникают предварительные (монтажные) напряжения.

# Соединения призматическими шпонками



Конструкции соединений призматическими шпонками изображены на рис. Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой  $h$ . Размеры сечений шпонок и пазов принимают в зависимости от диаметра вала  $d$  по ГОСТ 8788 — 68. По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами — исполнение 1 (рис. 1 в), с плоскими торцами — исполнение 3 (рис. 1 а) и с одним плоским, а другим скругленным торцом — исполнение 2 (рис. 1 б). Шпонки исполнения 1 рекомендуются для более точных соединений.

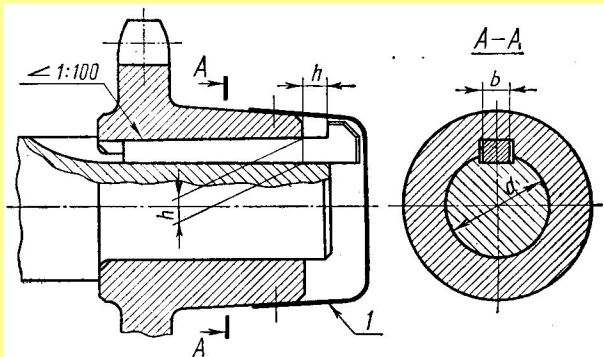
Призматические высокие шпонки (ГОСТ 10748 — 68) применяют для передачи больших вращающих моментов.

Соединения призматическими шпонками дают хорошее центрирование деталей на валах, но не удерживают от осевого смещения вдоль вала. Чтобы застопорить колесо от осевого смещения, применяют распорные втулки, упорные кольца, установочные винты.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу (ГОСТ 8790 — 68) применяют в подвижных соединениях для перемещения ступицы вдоль вала (рис. 2). Среднее резьбовое отверстие в шпонке служит для того, чтобы в него можно было ввернуть винт и извлечь шпонку из паза вала.

При большом перемещении детали вдоль вала применяют с к о л ь з я щ и е ш п о н к и (рис. 11. 13).

## Соединения клиновыми шпонками

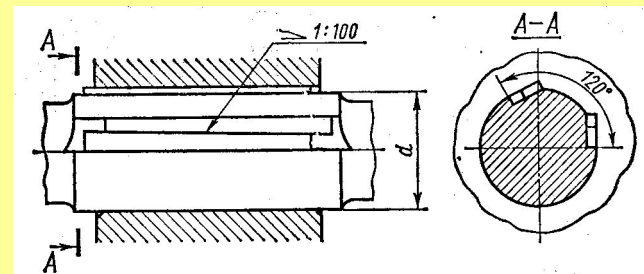
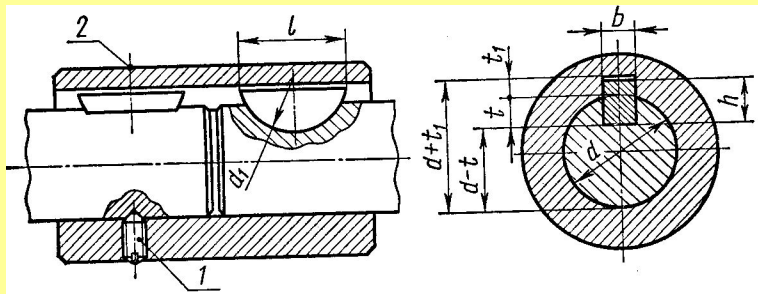


Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки без головок изготавливают по ГОСТ 8792 — 68. Шпонки с головками выполняют по ГОСТ 8793 — 68. Головка служит для выбивания шпонки.

По правилам техники безопасности выступающая головка должна иметь ограждение (1 на рис.). Клиновые шпонки забивают в пазы, в результате создается напряженное соединение, которое передает не только вращающий момент, но и осевое усилие. Эти шпонки не требуют стопорения ступицы от продольного перемещения вдоль вала. При забивании клиновой шпонки в соединении возникают распорные радиальные усилия, которые нарушают центрирование детали на валу, вызывая биение. Клиновые шпонки работают широкими гранями. По боковым граням имеется зазор.

Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах. Они хорошо воспринимают ударные и знакопеременные нагрузки. В настоящем курсе рассматриваются не все разновидности клиновых шпонок, поскольку применение их в современном производстве резко сокращено.

## Соединения сегментными и тангенциальными шпонками

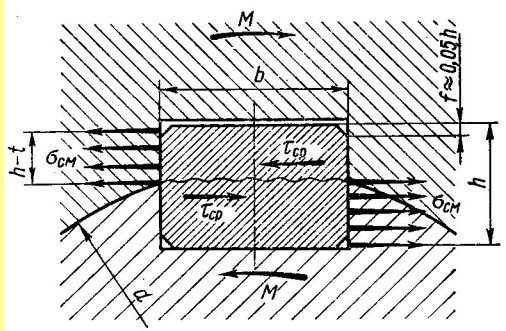


Сегментные шпонки так же, как и призматические, работают боковым и гранями и образуют ненапряженное соединение. Применяются при передаче небольших вращающих моментов. Сегментные шпонки и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже. Широко применяются в серийном и массовом производствах.

Тангенциальные шпонки состоят из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Изготавливаются по ГОСТ 8796 — 68. Работают узкими гранями. Вводятся в пазы ударом. Создают напряженное соединение. Натяг между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении.

Применяются для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы. При реверсивной работе ставят две пары тангенциальных шпонок под углом 120°. В современном производстве имеют ограниченное применение.

## ПРОВЕРОЧНЫЙ 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 в ГОСТах подобраны из условия прочности на смятие, поэтому основным проверочным расчетом шпоночных соединений является расчет на смятие.

Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не производят. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Соединения призматическими шпонками (рис. 1) проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{ср}} = P/F_{\text{ср}} \leq [\sigma]_{\text{ср}}$$

Усилие, передаваемое шпонкой,  $P = 2M/d$ . Площадь смятия  $F_{\text{ср}} = (h - t - f) l_p = (h - t - 0,05h) l_p = (0,95h - t) l_p$

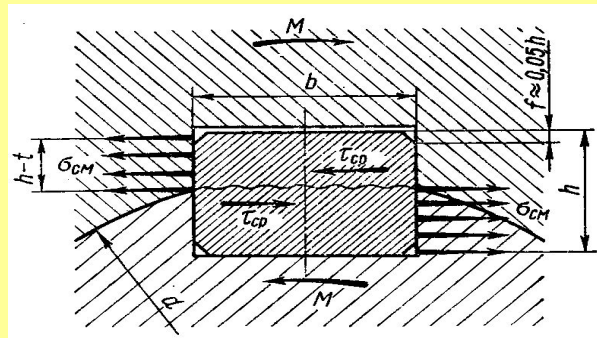
где  $f$  — фаска шпонки;  $f \sim 0,05h$ .

Следовательно,

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{2M}{d(0,95h - t)l_p} \leq [\sigma]_{\text{ср}}$$

где  $M$  — передаваемый момент,  $d$  — диаметр вала,  $(0,95h - t)$  — рабочая глубина паза в ступице,  $[\sigma]_{\text{ср}}$  — допускаемое напряжение смятия,  $l_p$  — рабочая длина шпонки, для шпонок с плоскими торцами  $l_p = l$ ; для шпонок со скругленными торцами  $l_p = l - b$ .

## ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ



Соединения сегментными шпонками проверяют на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M}{d(h-t)l} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

где  $l$  — длина шпонки (табл.),  $(h - t)$  — рабочая глубина паза в ступице (табл.).

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

Условие прочности шпонки на срез

$$\tau_{\text{ср}} = 2M/(d \cdot b \cdot l) \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

где  $b$  — ширина шпонки (см. табл. ),  $[\tau]_{\text{ср}}$  — допускаемое напряжение на срез шпонки.

Соединения врезными клиновыми шпонками (см. рис. 11.15) проверяют по условию прочности на смятие рабочих поверхностей контакта:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12M}{b \cdot l_p (b + 6f \cdot d)} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

где  $l$  — длина рабочей части шпонки;

$f$  — коэффициент трения; для стали по чугуну или стали  $f = 0,15 - 0,18$ .

## **МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ**

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой, чистотянутой стали (ГОСТ 8787 — 68, ГОСТ 8786 — 68). Легированные стали применяют для специальных шпонок. Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений выбирают по табл. 11.6. Допускаемое напряжение на срез шпонок  $[\tau]_{\text{ср}} = 70 \dots 100 \text{ н/мм}^2$ . Большее значение принимают при постоянной нагрузке.

Таблица 11.6

**Допускаемые напряжения смятия  $[\sigma]_{\text{см}}$ , н/мм<sup>2</sup>, для шпоночных соединений**

Соединение	Материал ступицы	Характер нагрузки	
		постоянная	переменная
Неподвижное	{ Сталь Чугун	150	100
Подвижное		90	60
	Сталь	50	30

# ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

## Исходные данные:

1. Передаваемый вращающий момент  $M$ .
2. Диаметр вала  $d$  и длина ступицы  $l_{ст}$ .
3. Условия работы.

## Последовательность расчета:

1. Задаются видом шпоночного соединения в зависимости от класса машины, конструкции соединяемых деталей, угловой скорости, величины и характера нагрузки.
2. Зная диаметр вала  $d$ , по ГОСТУ принимают размеры сечения шпонки  $b$  и  $h$ .
3. В зависимости от длины ступицы задаются длиной шпонки  $l$  из стандартного ряда длин.

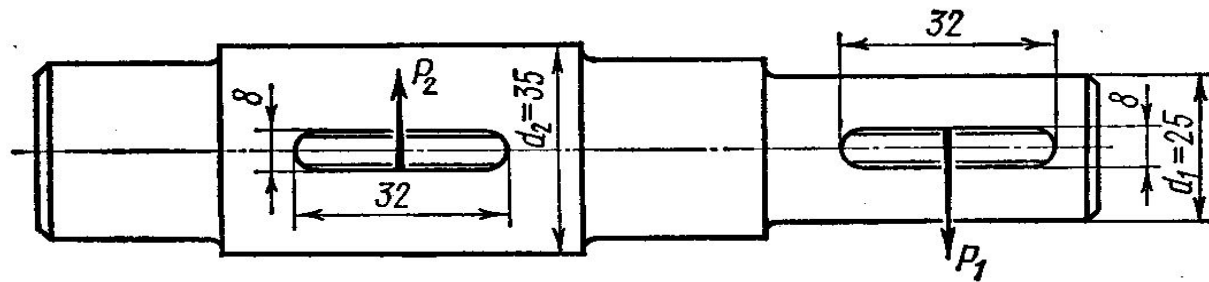
Рекомендуется  $l \geq 1,5 d$ , но не более длины ступицы. Длину призматических шпонок принимают на 5 ... 10 мм меньше длины ступицы.

4. Из условия прочности на смятие, а в соединениях сегментными шпонками и на срез, определяют расчетные напряжения в соединении и сравнивают с допускаемыми значениями.

Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то увеличивают длину шпонки и соответственно ступицы или принимают две шпонки. Призматические шпонки устанавливают под углом  $180^\circ$ , сегментные - в ряд по длине ступицы.



# РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ



1. Перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначают из условия свободного прохода детали без удаления шпонок из пазов.
2. Две призматические шпонки в соединении ставят под углом  $180^\circ$  одна к другой. Две сегментные шпонки ставят вдоль вала в одном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок сильно ослабляет вал, поэтому в настоящее время их заменяют 'зубчатым (шлицевым) соединением.
3. Из технологических соображений рекомендуется для ступеней одного и того же ступенчатого вала назначать одинаковые шпонки по сечению и длине, исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз (см. рис.).

Прочность шпоночных соединений в данном случае получается вполне достаточной, так как усилия  $P_1$  и  $P_2$  действующие на шпонки, составляют  $P_1 = 2M/d_1$  и  $P_2 = 2M/d_2$ , но  $d_2 > d_1$ , следовательно,  $P_2 < P_1$ . Это доказывает, что чем больше диаметр ступени вала, тем меньшее усилие  $P$  передает шпонка этой ступени при одном и том же вращающем моменте  $M$ .

## ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

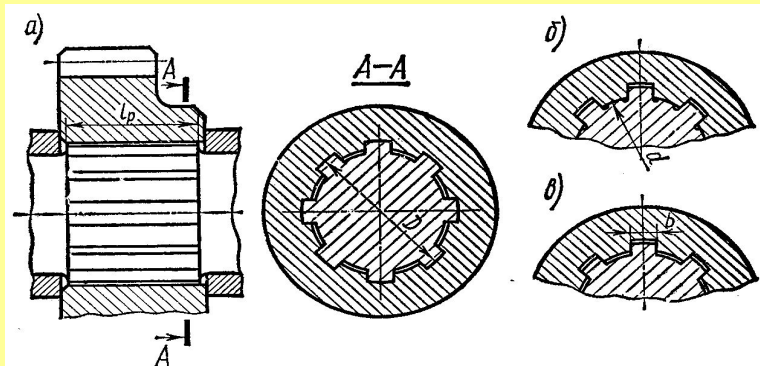
Зубчатые соединения образуются выступами — зубьями на валу и соответствующими впадинами — пазами в ступице (рис. 11.19). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Зубья вала фрезеруют по методу обкатки или накатывают в холодном состоянии профильными роликами по методу продольной накатки. Пазы отверстия ступицы изготовляют протягиванием.

Зубчатые соединения широко распространены в машиностроении. Все размеры их стандартизованы.

Достоинства зубчатых соединений по сравнению со шпоночными:

1. Обеспечивается лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении.
2. Уменьшается число деталей соединения. Зубчатое соединение образуют две детали; шпоночное — три, четыре,
3. При одинаковых габаритах допускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта.
4. Обеспечивается высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках, вследствие равномерного распределения нагрузки по зубьям.
5. Вал зубьями ослабляется незначительно. Зубчатый вал можно рассчитывать на прочность так же, как гладкий, диаметр которого равен внутреннему диаметру зубчатого вала.
6. Уменьшается длина ступицы.

Недостатками зубчатых соединений по сравнению со шпоночными является более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.



Зубчатые соединения различают: по характеру соединения: **неподвижные** — для закрепления детали на валу (см. рис); **подвижные** — допускающие перемещение детали вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка); по форме зубьев: **прямобоковые** (см. рис.), эвольвентные; треугольные; по способу центрирования ступицы относительно вала: **с центрированием по наружному диаметру  $D$**  (рис. а), **по внутреннему диаметру  $d$**  (рис. б) и **по боковым поверхностям зубьев** (рис. в).

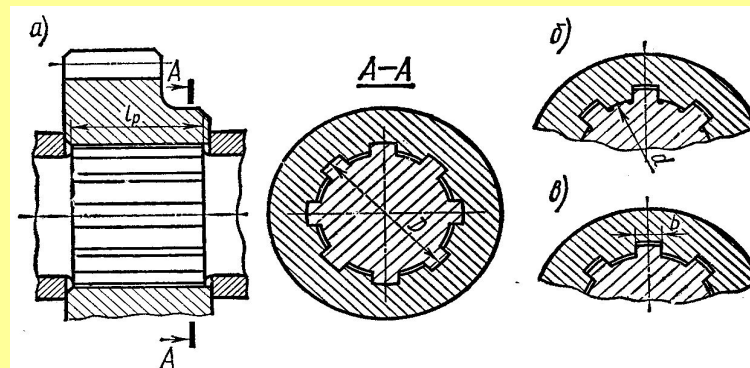
## Соединения с прямобочным профилем зубьев

Применяются в неподвижных и подвижных соединениях. Имеют постоянную толщину зубьев. Выполняются с различными способами центрирования. В соединениях, где требуется высокая соосность вала и ступицы, применяется центрирование по одному из диаметров. Наиболее технологичным является центрирование по наружному диаметру, которое рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы  $< \text{HB}350$ . Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала — шлифованием. Этот способ применяется при изготовлении неподвижных соединений в серийном и массовом производствах.

Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы, когда калибровка отверстия протяжкой невозможна. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала доводят шлифованием. Применяется в индивидуальном и мелкосерийном производствах.

Центрирование по боковым поверхностям обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузок при пониженной точности центрирования (карданные валы и др.):

ГОСТ 1139 — 58 предусматривает три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую, которые отличаются высотой и числом зубьев  $z$ . *Легкая* серия рекомендуется для неподвижных соединений, *средняя* — для подвижных, при перемещении ступицы не под нагрузкой. Тяжелая серия имеет более высокие зубья с большим числом их. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов, а также для подвижных соединений при перемещении ступицы под нагрузкой.



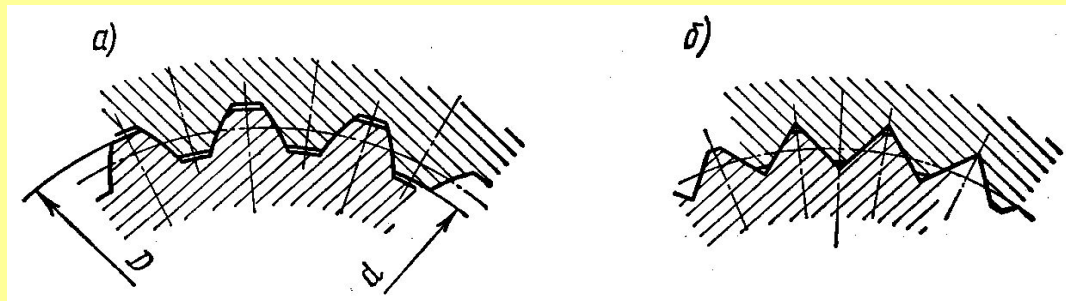
## Соединения с эвольвентным и треугольным профилем зубьев

### Соединения с эвольвентным профилем зубьев (см. рис. а)

Применяются в неподвижных и подвижных соединениях. Зуб очерчен по кривой — эвольвенте. Угол зацепления  $\alpha=30^\circ$ . Ножка зуба усилена. Серий не имеют. Выполняются по ГОСТ 6033 — 51 с центрированием по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному диаметру. По сравнению с прямобочными зубьями имеют повышенную прочность, лучше центрируют вал в ступице, позволяют применять типовые процессы зубонарезания. Из-за сложности профиля протяжек имеют пока ограниченное распространение. Рекомендуются для передачи больших вращающих моментов при повышенной точности центрирования.

### Соединения с треугольным профилем зубьев (рис. б)

Применяются в неподвижных соединениях. Имеют большое число мелких зубьев. Выполняются с центрированием по боковым поверхностям. Не стандартизованы. Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающих моментов.



# ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основным критерием работоспособности зубчатых соединений является **прочность**. Эти соединения аналогично шпоночным выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала, а затем проверяют расчетом. Размеры зубьев в ГОСТах приняты из условия прочности на смятие, поэтому **основным проверочным расчетом зубчатых соединений является расчет на смятие**. Проверку зубьев на срез не производят.

При расчете на прочность допускают, что по боковым поверхностям зубьев нагрузка распределяется равномерно, но из-за неточности изготовления их по шагу в работе участвует 0,75 общего числа зубьев  $z$ . Зубья соединения проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = P/F_{\text{см}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $P = 2M / (0,75 \cdot z \cdot d_{\text{ср}})$  — усилие, передаваемое одним зубом (см. рис.);

$d_{\text{ср}} = (D+d)/2$  — средний диаметр соединения;

$F_{\text{см}}$  - площадь смятия рабочей поверхности одного зуба;

$[\sigma]_{\text{см}}$  — допускаемое напряжение смятия.

Следовательно,

$$\sigma_{\text{см}} = 2M / (0,75 \cdot z \cdot d_{\text{ср}} \cdot F_{\text{см}}) \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

Для соединения с прямобочным профилем зубьев

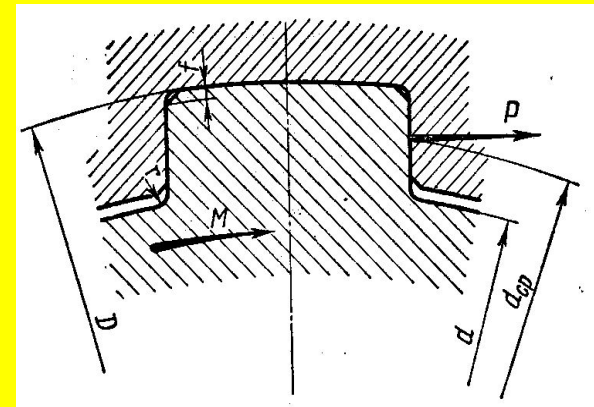
$$F_{\text{см}} = [(D+d)/2 - f - r] \cdot l_p,$$

где  $l_p$  — рабочая длина зубьев (см. рис.).

Для соединения с эвольвентным профилем зубьев

$$F_{\text{см}} = 0,8m \cdot l_p,$$

где  $m$  — модуль соединения.



## ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

### Исходные данные:

- 1.. Передаваемый вращающий момент  $M$ .
2. Диаметр вала и длина ступицы.
3. Условия работы.

### Последовательность расчета:

1. Задаются видом зубчатого соединения в зависимости от точности центрирования деталей, величины нагрузки, условий эксплуатации и типа производства.
2. Зная диаметр вала  $d$ , по ГОСТУ принимают размеры зубчатого соединения, причем серией задаются в зависимости от характера соединения и условий работы.
3. Из условия прочности на смятие определяют расчетное напряжение  $\sigma_{см}$  в соединении и сравнивают с допускаемым  $[\sigma]_{см}$  (табл.). Если  $\sigma_{см}$  превышает  $[\sigma]_{см}$  более чем на 5%, то увеличивают длину ступицы  $l_{ст}$  или принимают другую серию, а иногда другой вид соединения и повторяют проверочный расчет.