

ТЕМА 4. СОЕДИНЕНИЯ.

Лекция № 17. Разъемные соединения для передачи крутящего момента

Вопросы, изложенные в лекции

- 1 Шпоночные соединения.
- 2 Штифтовые соединения.
- 3 Шлицевые соединения.
- 4 Профильные, призматические и фрикционные соединения.

Шпоночные соединения. Общие сведения

Шпоночное соединение – это разборное подвижное или неподвижное соединение двух деталей (вала и ступицы), с применением специальных закладных деталей - шпонок.

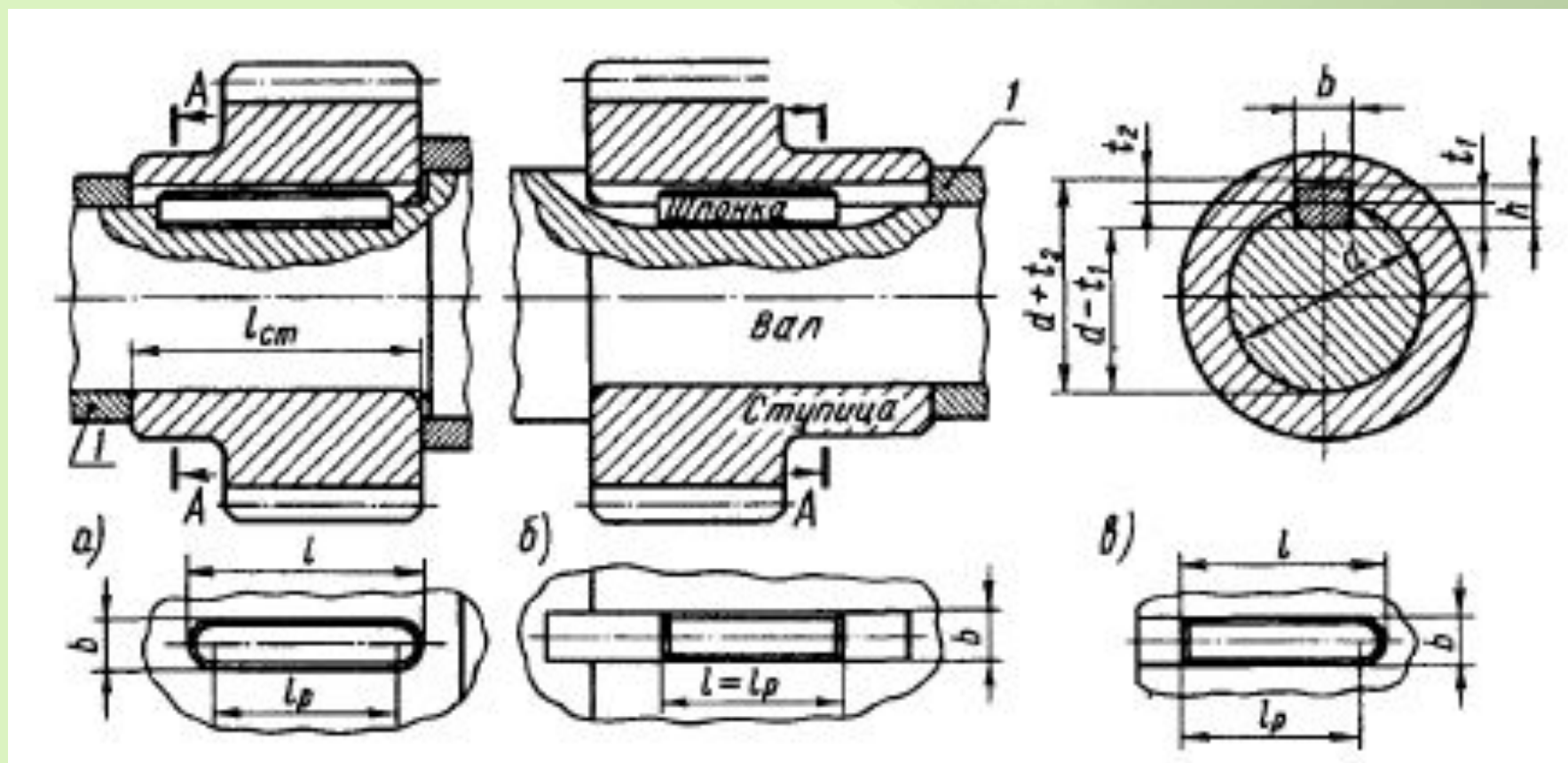


Рисунок 1 – Соединения призматической шпонкой

Шпоночные соединения. Общие сведения

Достоинства:

- 1) простота и надёжность конструкции;
- 2) лёгкость сборки и разборки;
- 3) простота изготовления и низкая стоимость.

Недостатки:

- 1) ослабление сечений вала и ступицы шпоночным пазом;
- 2) высокая концентрация напряжений в углах шпоночного паза;
- 3) необходимость удлинения ступиц колес для передачи больших моментов;
- 4) для большинства соединений децентровка (смещение оси ступицы относительно оси вала) на половину диаметрального зазора.

Шпоночные соединения. Классификация

по степени подвижности:

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

по усилиям, действующим в соединении:

- **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 виду применяемых шпонок:

- с **призматической шпонкой**, неподвижные или подвижные, в подвижном
- соединении скользящая и направляющая шпонки призматические;
- с **сегментной шпонкой**;
- с **цилиндрической шпонкой**;
- с **клиновой шпонкой**, соединение напряжённое;
- с **тангенциальной шпонкой**, соединение напряжённое;

Шпоночные соединения. Призматические шпонки

Поперечное сечение шпонки имеет форму прямоугольника. Размеры сечения призматических шпонок стандартизованы для различных диаметров валов.

Шпонка в паз вала устанавливается в большинстве случаев по более плотной посадке по сравнению с пазом ступицы. Посадки назначаются в зависимости от условий работы соединения.

Поля допусков шпонки: $b - h9$, $h - h9$, $h11$, ; паза вала: $b - H9$, $N9$, $P9$, $t_1 - H14$ или $h14$; паза ступицы: $b - D10$, $Js9$, $P9$.

Виды призматических шпонок:

закладные (рисунок 1); направляющие (рисунок 2,а); скользящие (рисунок 2,б).

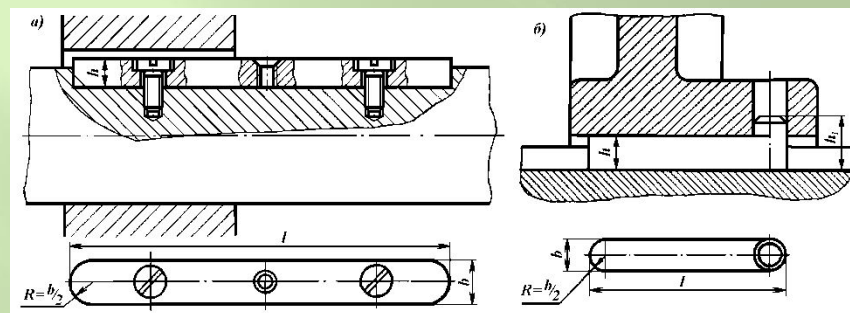
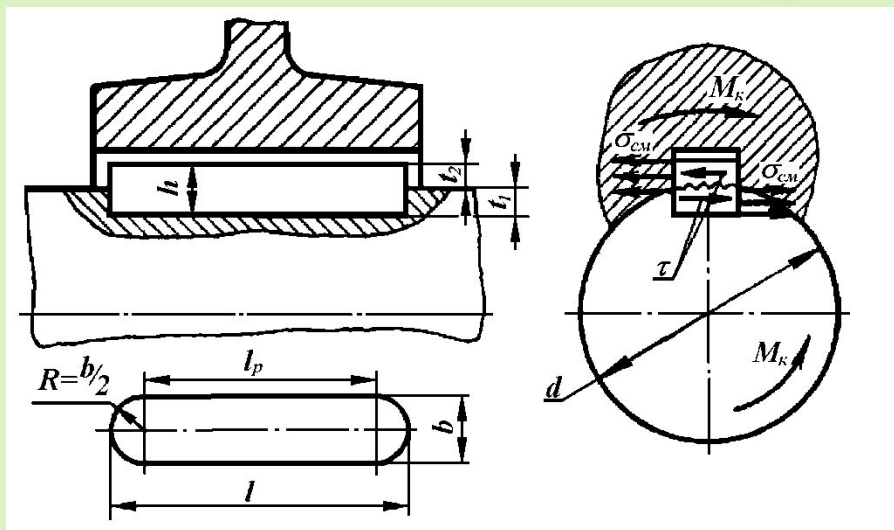


Рисунок 3 – Подвижные соединения призматической шпонкой: а) направляющая шпонка; б) скользящая шпонка

Рисунок 2 – Неподвижное соединение призматической шпонкой

Шпоночные соединения. Сегментные шпонки

Размеры сечения шпонок **стандартизованы**. Применяются на участках валов, нагруженных незначительными изгибающими моментами. Такими участками обычно являются их концевые участки.

Достоинства:

- 1) не требует индивидуальной подгонки;
- 2) крепление шпонок на валу устойчивее, вследствие большей глубины врезания;
- 3) демонтаж шпонок несложен и осуществляется легким ударом по концу шпонки.

Недостаток: сильнее ослабляет поперечное сечение вала.

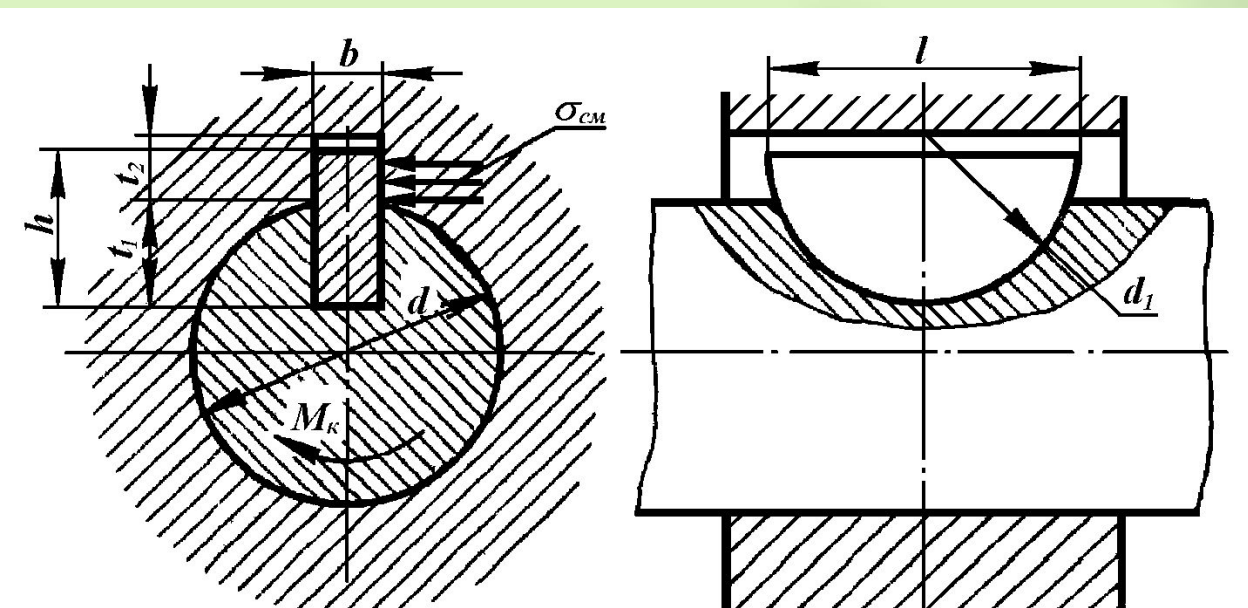
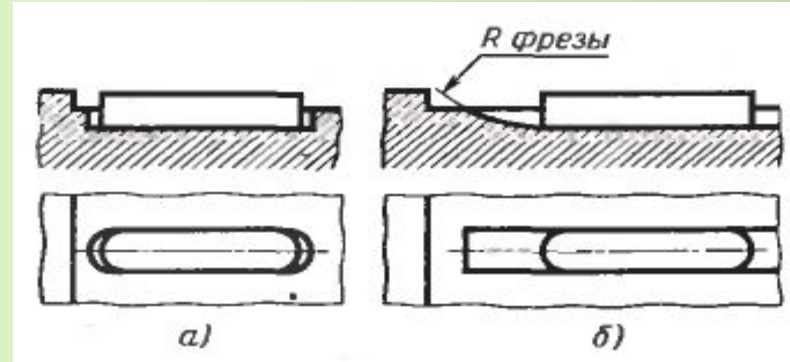
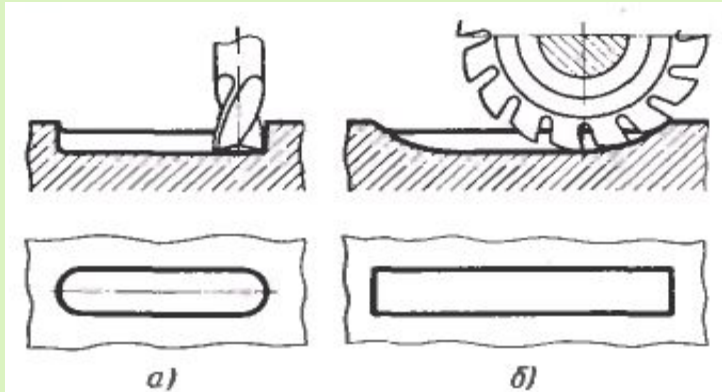


Рисунок 4 – Соединение сегментной шпонкой

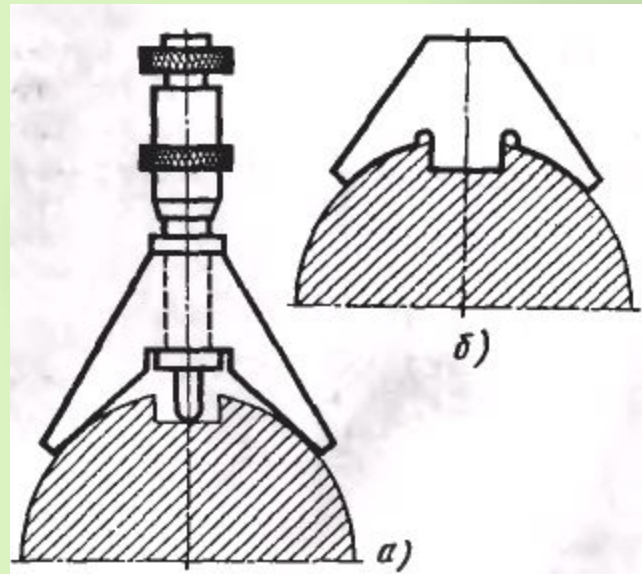
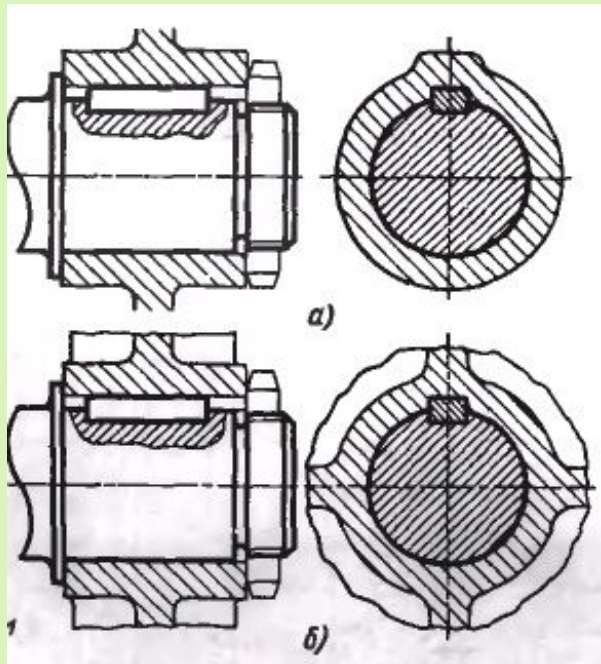
Шпоночные соединения.

Изготовление, монтаж, контроль

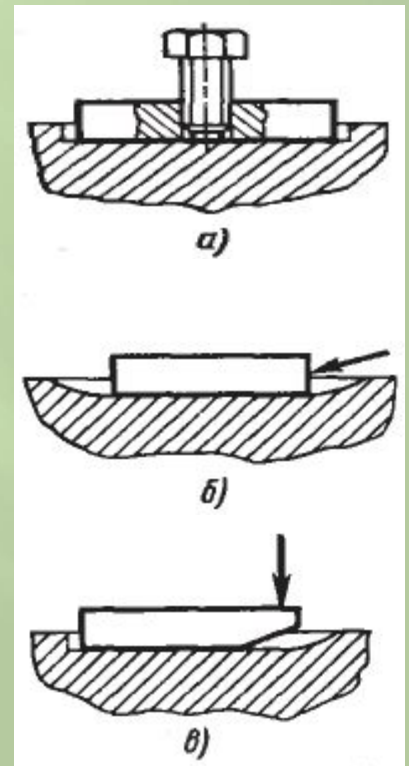


а) обработка шпоночных пазов

б) установка шпонок



г) контроль глубины паза



д) демонтаж шпонок

в) усиление ступиц и осевая фиксация

Шпоночные соединения. Расчет на прочность

Несущая способность призматических и сегментных шпонок на срез обычно несколько выше их несущей способности на смятие (рисунок 5). Если размеры поперечного сечения шпонки выбираются из нормального ряда, то условие прочности на срез выполняется автоматически.

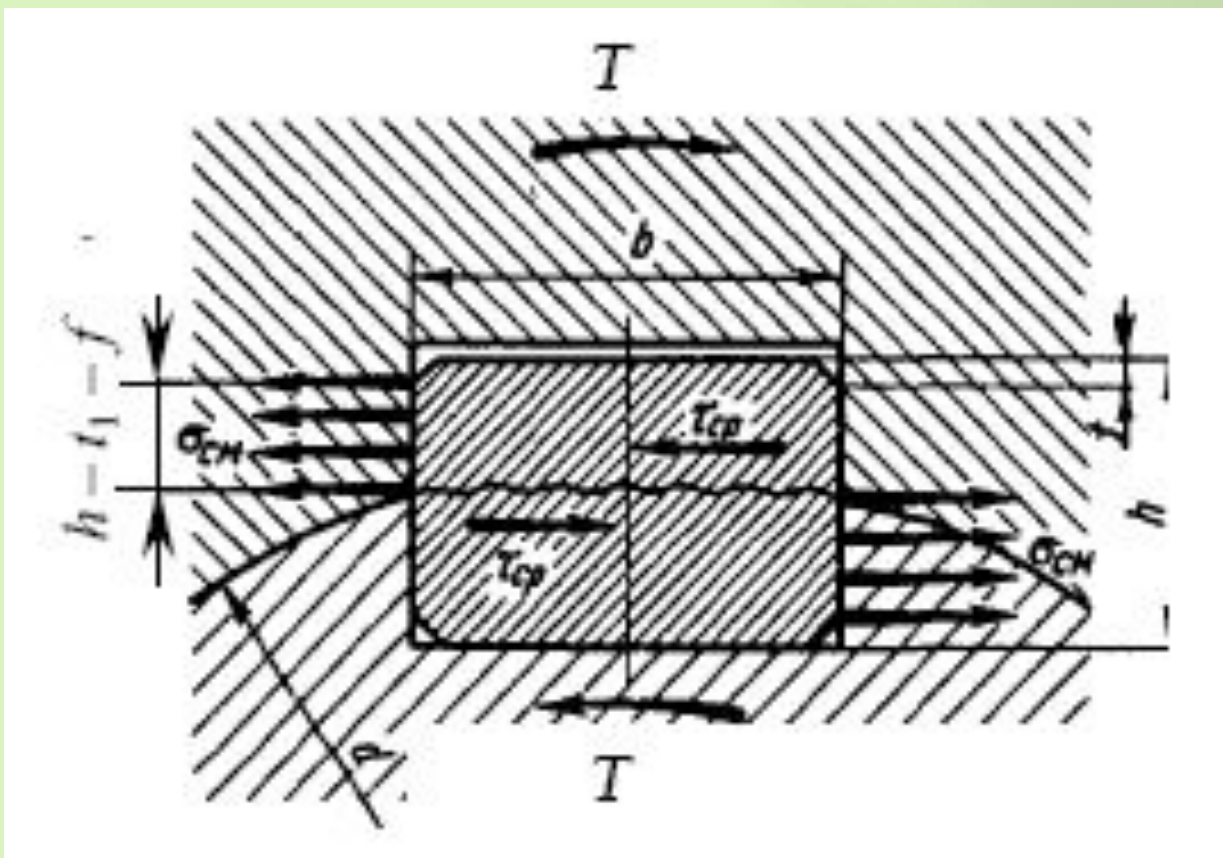


Рисунок 5 – Расчетная схема шпоночного соединения

Шпоночные соединения. Расчет на прочность

Проверочный расчет выполняется по напряжениям смятия:

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

где T – передаваемый соединением крутящий момент; d – диаметр вала; l_p – рабочая длина шпонки (без учета длины закруглённых торцов); h – высота шпонки; t_1 – величина заглубления шпонки в паз вала, $[\sigma]_{см} = (80...150)$ МПа.

Для подвижных соединений с целью предупреждения образования задиров и заедания при осевом перемещении ступицы допускаемые напряжения снижают ещё в 2...4 раза.

В особо ответственных соединениях или при использовании нестандартных материалов шпонки выполняется её проверочный расчёт на срез:

$$\tau = \frac{2T}{d l b} \leq [\tau];$$

где l – полная длина шпонки; b – ширина шпонки.

Шпоночные соединения. Цилиндрические шпонки

По условиям изготовления и сборки соединения применяют на концевых участках валов.

Подбор диаметра шпонки производят по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{d l_p d_{ш}} \leq [\sigma]_{см}$$

где T – передаваемый крутящий момент; а геометрические параметры соединения, входящие в формулу представлены на рисунок 6.

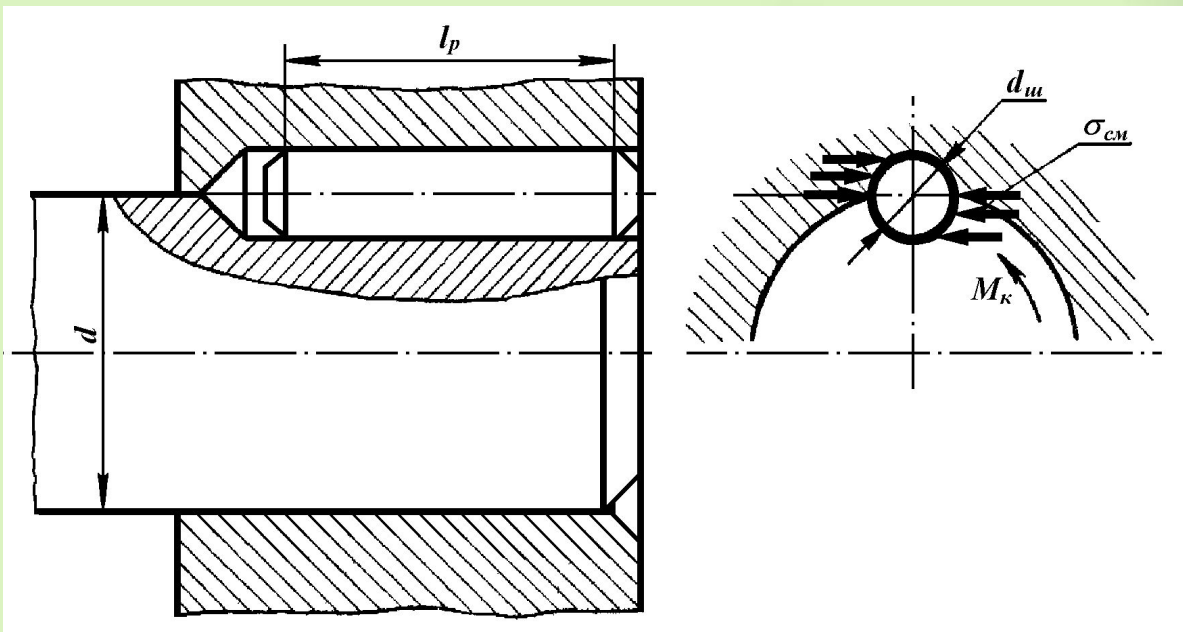


Рисунок 6 – Соединение цилиндрической шпонкой

Шпоночные соединения. Тангенциальные шпонки

Состоит из двух деталей, каждая из которых выполнена в форме призматического клина с прямоугольным поперечным сечением (рисунок 7).

Тангенциальные шпонки ставятся парами с углом между опорными поверхностями шпонок на валу $120\text{...}180^\circ$.

Достоинства:

материал тангенциальной шпонки работает на сжатие;
более благоприятная форма шпоночного паза в отношении концентрации напряжений.

Недостаток: конструктивная сложность (шпоночный комплект – 4 детали).

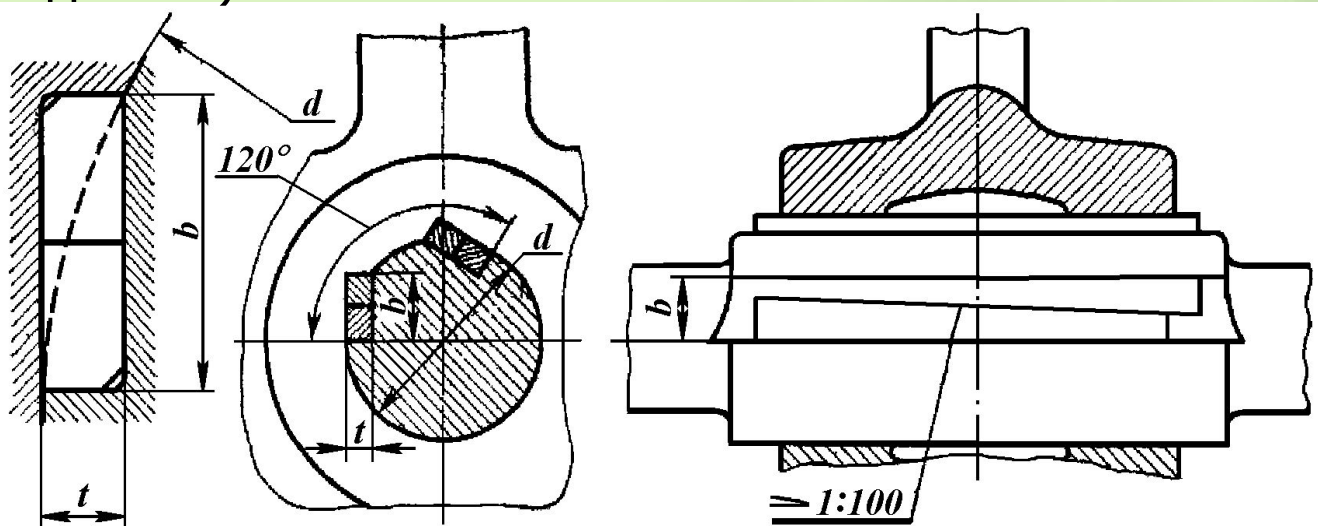


Рисунок 7 – Соединение тангенциальной шпонкой

Шпоночные соединения. Клиновые шпонки

Передают момент посредством сил трения, возникающих при взаимодействии шпонки с поверхностями шпоночных пазов вала и ступицы (рисунок 8). Уклон клина клиновых шпонок, как и у тангенциальных, составляет 1:100.

При сборке соединения клиновидная шпонка внешним усилием, иногда ударами, загоняется в шпоночный паз, создавая предварительный натяг в соединении.

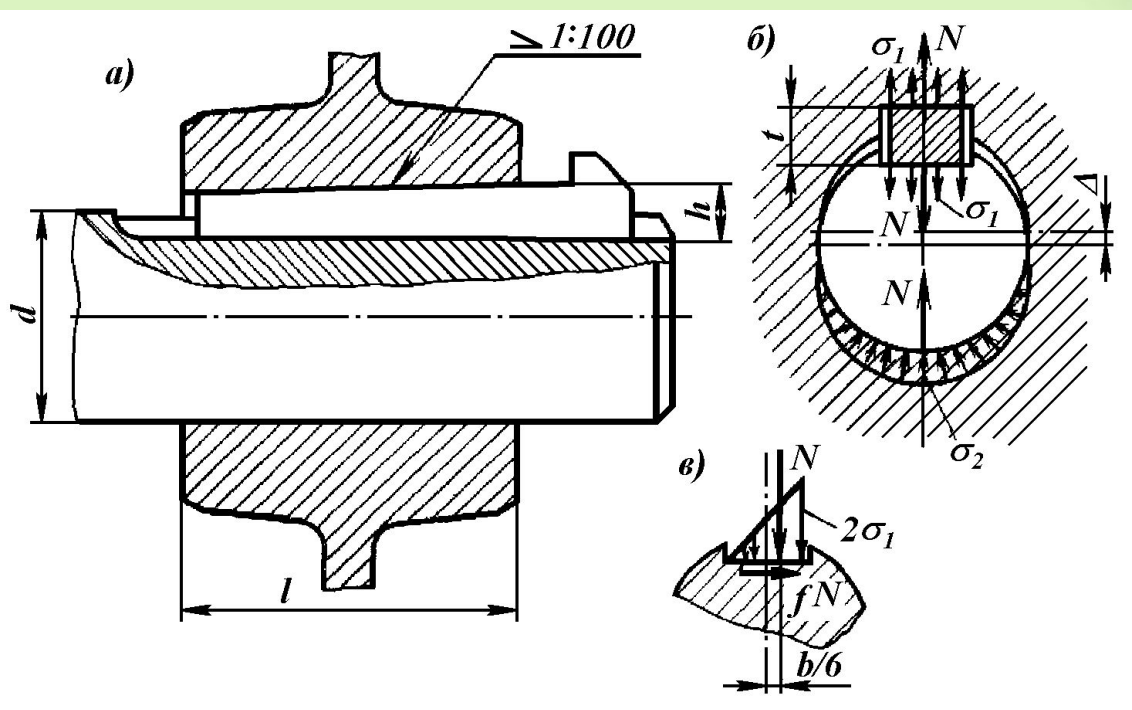


Рисунок 8 – Соединение клиновой шпонкой:

а) продольный разрез;
б) напряжённое состояние после сборки;
в) усилия в шпоночном пазе вала в процессе работы.

Шпоночные соединения. Клиновые шпонки

Достоинства:

- 1) не требуется дополнительных деталей, удерживающих ступицу от осевого перемещения;
- 2) соединение с клиновой шпонкой может выдерживать и некоторую осевую нагрузку;
- 3) хорошо работают при действии переменных нагрузок.

Недостатки :

- 1) сильная децентровка ступицы относительно геометрической оси вала;
- 2) возможен значительный перекос ступицы при малой её длине и осевое биение обода закрепляемой детали (шкива, звёздочки, зубчатого колеса);
- 3) затруднена разборка при ремонте.

Соединение применяется для крепления шкивов и звёздочек на концевых участках валов.

Штифтовые соединения

Штифт – деталь цилиндрической либо конической формы. Применяют два способа установки штифтов:

а) штифт расположен параллельно оси вращения (рисунок 9, а). Устанавливается по посадке с натягом.

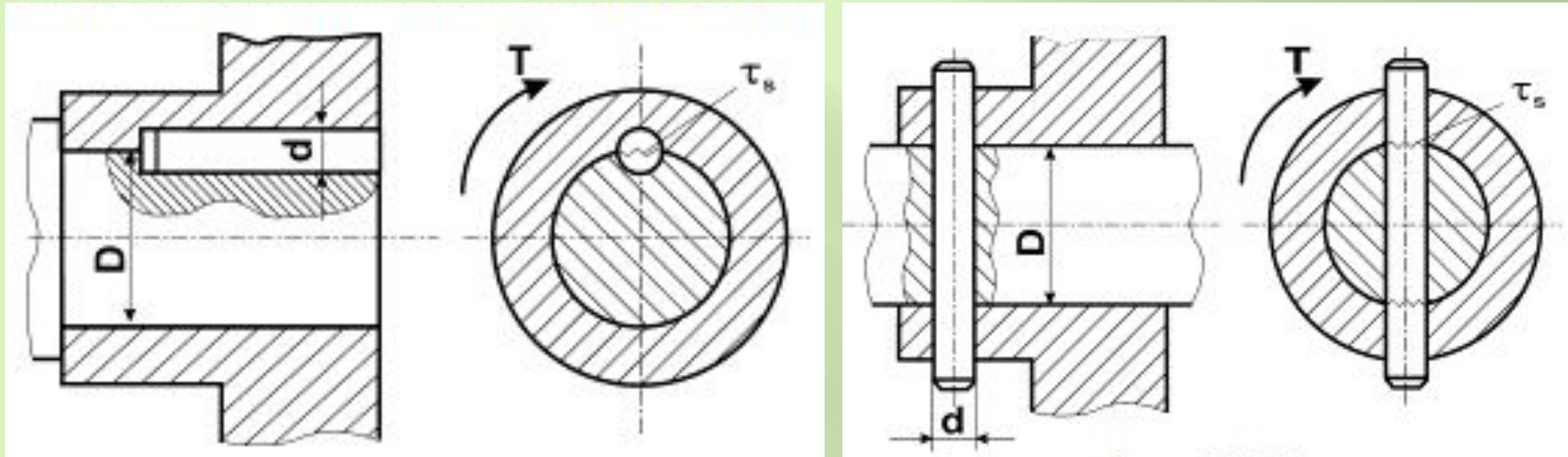
б) штифт установлен в радиальном направлении (рисунок 9, б).

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{Dd l} \leq [\tau]_{cp}$$

l - длина штифта, мм

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{DS i} \leq [\tau]_{cp}$$

S - площадь опасного сечения, мм²
 i - число плоскостей среза.



а)

б)

Рисунок 9 – Штифтовое соединение

Штифтовые соединения

Достоинства:

- 1) вследствие благоприятной формы выемок в вале и ступице концентрация напряжений относительно невелика;
- 2) невысокая стоимость и необходимость наличия несложного инструмента для механической обработки.

Недостатки :

- 1) необходимость совместной обработки отверстий под штифты в вале и ступице;
- 2) материал детали (ступицы) и вала должен быть одинаковой твердости, т.к. при сверлении возможен уход сверла в сторону более мягкого материала (исполнение «а»);
- 3) отверстия сильно ослабляют вал (исполнение «б») и отсутствует затяжка соединения.

Шлицевые соединения. Общие сведения

Шлицевое (зубчатое, пазовое) соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, имеющих равномерно расположенные пазы и выступы (выступы одной детали входят в пазы другой).

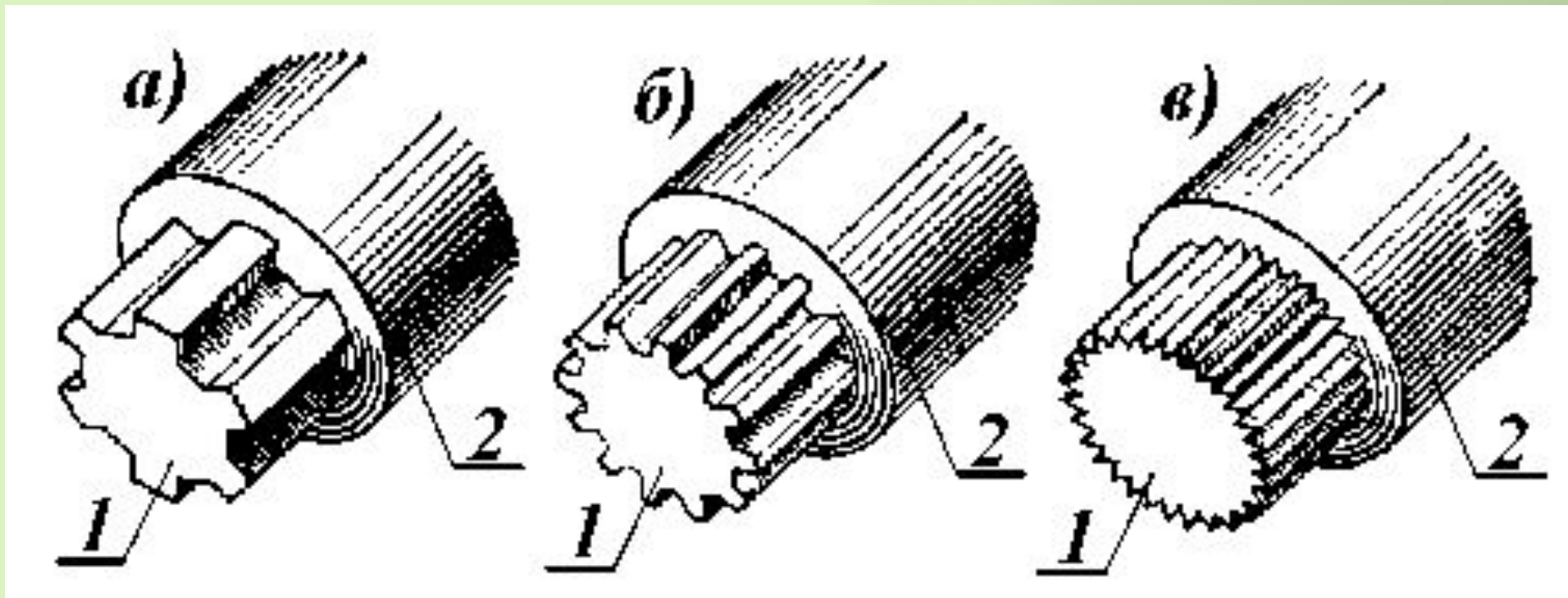


Рисунок 10 – Шлицевое соединение: а) прямобочными; б) эвольвентными; в) треугольными шлицами; 1 – вал, 2 – ступица

Шлицевые соединения. Общие сведения

Достоинства:

- 1) высокая нагрузочная способность;
- 2) меньшая концентрация напряжений в материале вала и ступицы;
- 3) лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевых перемещениях;
- 4) высокая надёжность при динамических и реверсивных нагрузках;
- 5) минимальное число деталей, участвующих в соединении (элементы, передающие крутящий момент, выполнены как одно целое с валом и со стенками отверстия).

Недостатки:

- 1) относительно высокая стоимость и трудоёмкость изготовления и ремонта;
- 2) зависимость прочности от характера нагружения (неустойчиво при комбинации крутящего и изгибающего моментов при короткой длине шлица).

Стандартизованы прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения.

Прямобочные шлицевые соединения выполняются с числом шлицов $6 \leq z \leq 20$ для диаметров валов $14 \leq d \leq 125 \text{ мм}$; эвольвентные – $6 \leq z \leq 82$ для валов диаметром $4 \leq d \leq 500 \text{ мм}$.

Шлицевые соединения. Общие сведения

Центрирование по боковым поверхностям зубьев позволяет более равномерно распределить нагрузку между зубьями, но хуже центрирует соединение.

Центрирование по диаметру, наружному или внутреннему, обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы. Выбор для центрирования наружного или внутреннего диаметра определяется технологическими требованиями.

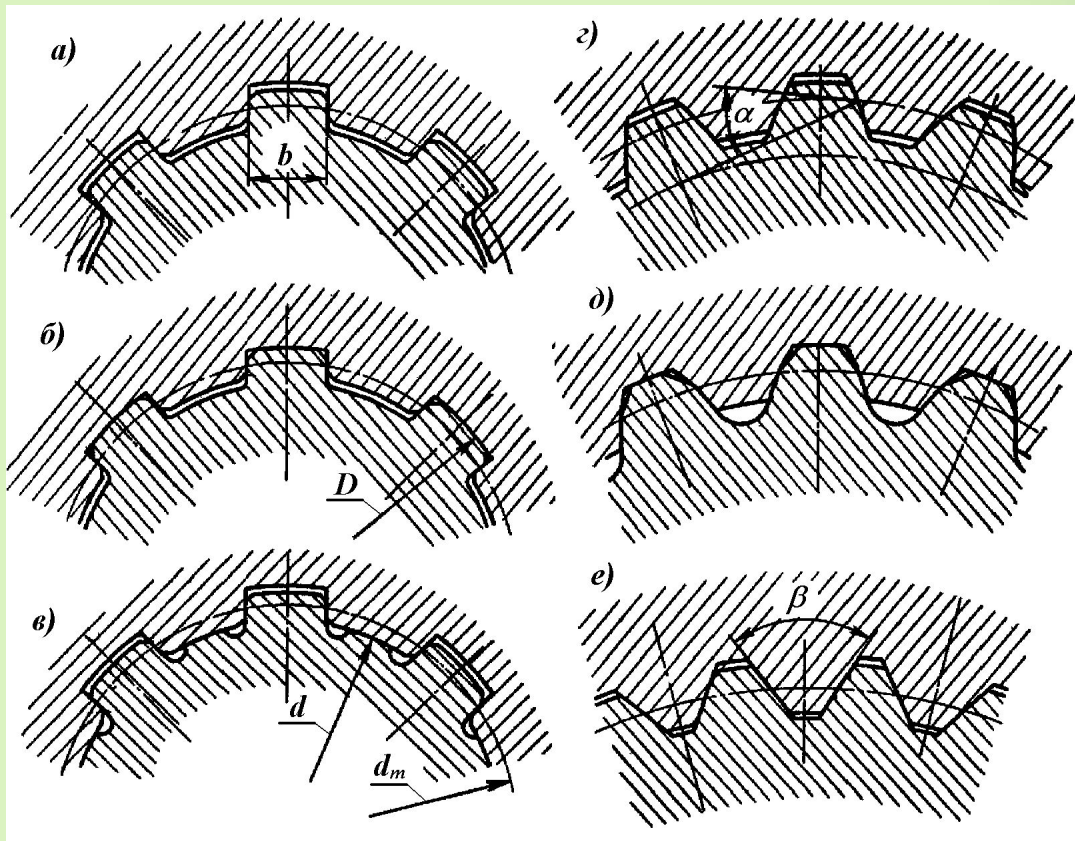


Рисунок 11 – Типы и центрирование зубчатых (шлицевых) соединений:
прямоугольные – **а)** по боковым поверхностям **б**; **б)** по наружному диаметру **D**; **в)** по внутреннему диаметру **d**;
эвольвентные – **г)** по боковым поверхностям; **д)** по наружному диаметру; треугольные – **е)** центрируются только по боковым поверхностям

Шлицевые соединения. Расчет на прочность

Сопротивление боковых поверхностей зубьев изнашиванию и смятию – основные критерии работоспособности шлицевых соединений.
Неподвижные шлицевые соединения рассчитывают только на смятие (при отсутствии осевых и опрокидывающих нагрузок).

Расчёт на смятие производится по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d_{cp} z h l \psi} \leq [\sigma]_{см}$$

где $\sigma_{см}$ и $[\sigma]_{см}$ – действующие и допускаемые напряжения для детали из более слабого материала; T – момент, передаваемый соединением; d_{cp} – средний диаметр соединения; z – число зубьев; h и l – высота и длина контактной поверхности зубьев; ψ – коэффициент неравномерности распределения давления по контактной поверхности зуба ($0,7 \leq \psi \leq 0,8$).

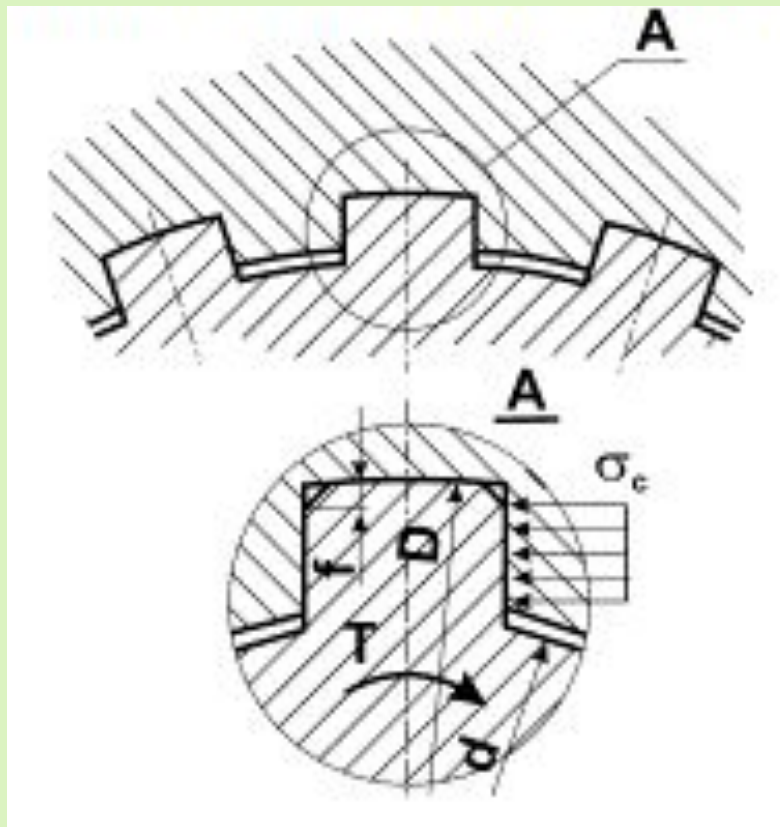


Рисунок 12 – Расчетная схема шлицевого соединения

Шлицевые соединения. Расчет на прочность

Высота контактной поверхности зуба h и средний диаметр соединения d_{cp} для соединений с прямобочными шлицами:

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \qquad d_{cp} = \frac{D + d}{2}$$

где f – величина фаски зуба;

для соединений с эвольвентными шлицами:

$$h = 0,815 \cdot m \qquad d_{cp} = D - 1,1 \cdot m$$

для соединений с треугольными шлицами:

$$h = \frac{D - d}{2} \qquad d_{cp} = m \cdot z$$

Допускаемые напряжения для подвижных шлицевых соединений стальных деталей принимаются:

при лёгких условиях работы – $[\sigma]_{cm} = 10...20 \text{ МПа}$

при тяжёлых условиях работы $[\sigma]_{cm} = 5...10 \text{ МПа}$

Профильные, призматические и фрикционные соединения

Профильное соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму плавной замкнутой кривой, отличной от окружности.

Достоинства:

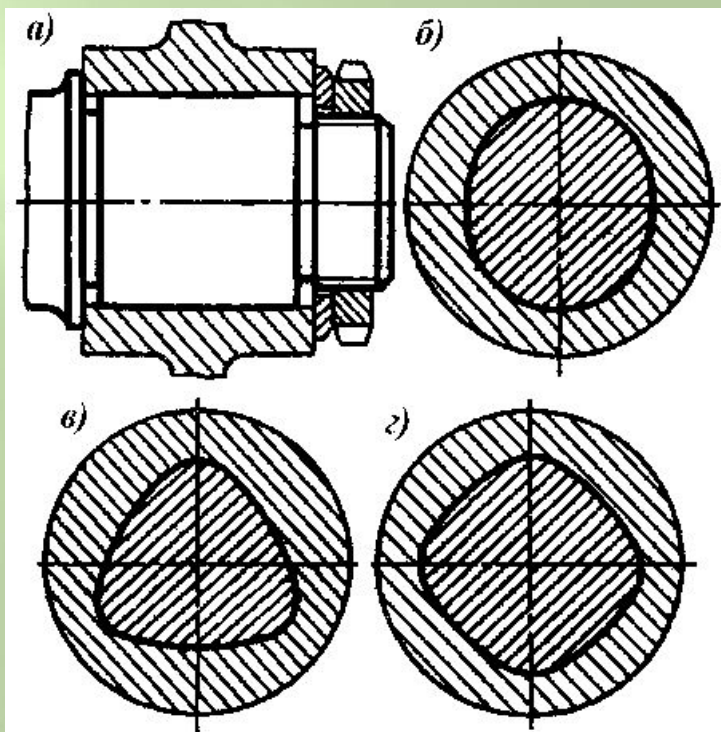
- 1) простота и отсутствие выступающих элементов, вызывающих концентрацию напряжений;
- 2) возможность точной обработки отверстий в ступицах, термообработанных до высокой твердости.

Недостатки:

- 1) существенно большие контактные напряжения по сравнению со шлицевыми;
- 2) значительные распорные силы действующие на ступицу.

Рис. 13. Профильное соединение:

а) продольное сечение;
б), в), г) возможные поперечные сечения: овальное, треугольное, квадратное.



Профильные, призматические и фрикционные соединения

Призматическое соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму многоугольника.

Максимальные напряжения смятия в призматическом соединении:

$$\sigma_{см} = \frac{3T}{z a^2 l} \leq [\sigma]_{см}$$

допустимый передаваемый момент:

$$[T] = \frac{z a^2 l [\sigma]_{см}}{3}$$

где z – число граней;
 a и l – ширина и длина рабочей части грани; $[\sigma]_{см}$ – допускаемые напряжения смятия для наиболее слабой детали.

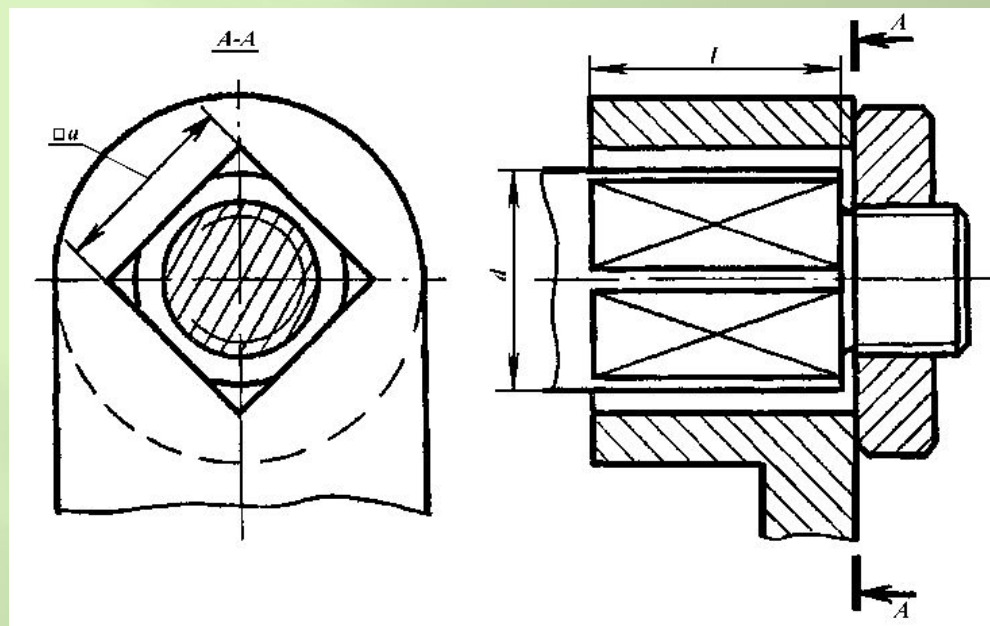


Рисунок 14 – Соединение призматическое «на квадрат»

Профильные, призматические и фрикционные соединения

К группе фрикционных соединений относятся соединения, в которых передача крутящего момента происходит за счёт сил трения, возникающих между контактирующими поверхностями соединения вследствие их предварительного сжатия при сборке.

Таковыми являются **прессовые, клеммовые и конусные** соединения.

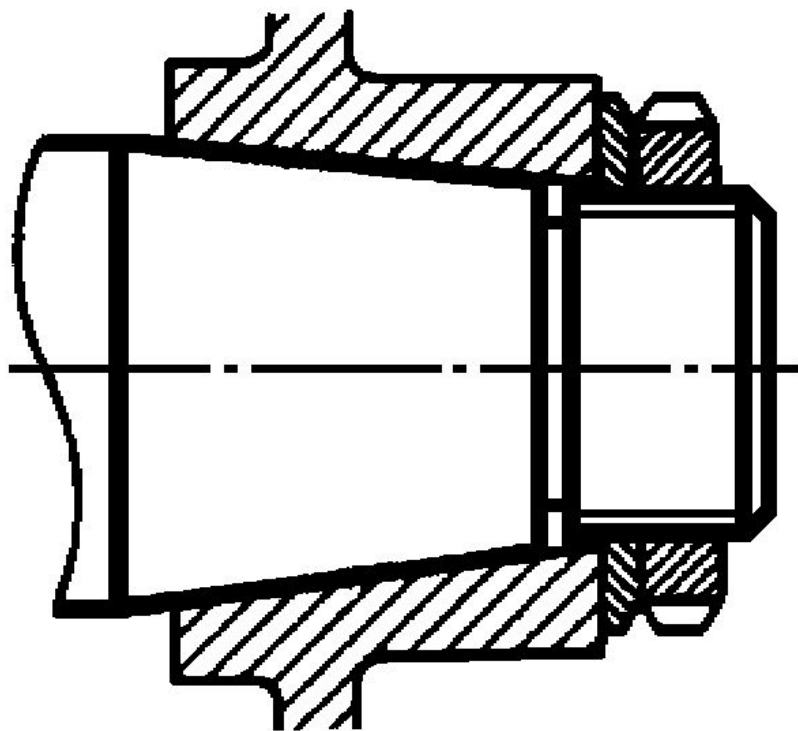


Рисунок 16 – Конусное фрикционное соединение

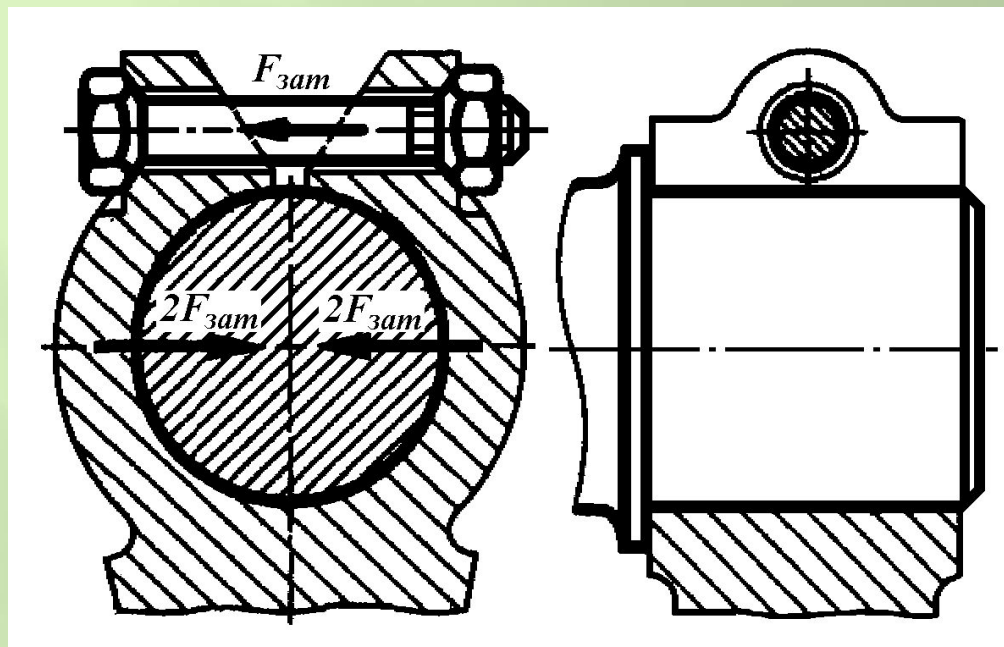


Рисунок 17 – Клеммовое соединение

**Лекция закончена.
Спасибо за внимание!**