

## Лекция № 15

### Валы и оси

1. Назначение валов и осей
2. Классификация валов
3. Условия работы и виды повреждений валов и осей. Критерии работоспособности и расчета
4. Материалы, упрочняющая обработка, допускаемые напряжения.
5. Ориентировочный расчет валов.
6. Предварительный расчет валов на прочность (Проектировочный расчет).
7. Определение конструктивной формы валов.
8. Расчет валов на сопротивление усталости (Уточненный расчет).
9. Расчет валов на жесткость.
10. Особенности расчета осей.

# Валы и оси

## Назначение валов и осей

Валы и оси – это детали, поддерживающие вращающиеся части машины.

**Вал** – деталь, предназначенная для поддержания вращающихся частей машины и передачи вращающего момента. При этом вал воспринимает силы, действующие на детали, и передает их на опоры.

**Ось** – деталь, предназначенная только для поддержания вращающихся частей машины. Оси могут быть неподвижными и вращающимися.

# Классификация валов

Валы классифицируются по следующим признакам:

*1. По назначению:*

- передаточные - несущие детали передач;
- специальные – несущие рабочие органы машины;

*2. По форме геометрической оси:*

- прямые;
- коленчатые;
- с изменяемой формой оси (гибкие);

*3. По профилю поперечного сечения:*

- круглые цилиндрические;
- шлицевые;
- фасонно-профильные;
- граненые;
- полые.

*4. По профилю сечения вдоль геометрической оси:*

- постоянного сечения;
- ступенчатые;
- с коническими участками.

*5. По числу и характеру расположения опор:*

- консольные;
- двухопорные;
- многоопорные.

# Условия работы и виды повреждений валов и осей

## Критерии работоспособности и расчета

Силы на валы передаются через насаженные на них детали: зубчатые колеса, муфты, шкивы, звездочки и т.п. При простых расчетах принимают, что насаженные на валы детали передают сосредоточенные силы и моменты валу на середине своей ширины. От действия воспринимаемых сил валы испытывают сложную деформацию: изгиб, кручение, растяжение (сжатие). Оси – только изгиб.

Для большинства валов и осей современных быстроходных машин разрушения носят **усталостный характер**. (До 40 ...50 % случаев выхода из строя).

При работе с большими перегрузками может проявиться **малоцикловая усталость**.

Для валов из малопластичных и хрупких материалов (чугуны, низкоотпущенные стали) при ударных нагрузках и низких температурах – **сопротивление хрупкому разрушению**.

Совместная работа с деталями передач и подшипниками приводит к необходимости расчета валов на **жесткость**, а для валов быстроходных машин на **виброустойчивость**.

Основной расчет – **расчет на сопротивление усталости**.

# Материалы, упрочняющая обработка, допускаемые напряжения

Выбор материала и термической обработки валов и осей определяется критериями их работоспособности. Основными материалами для валов и осей служат углеродистые и легированные стали благодаря их высоким механическим характеристикам, способности к упрочнению и легкости получения заготовок прокаткой.

Для большинства валов применяют термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали: сталь 45, сталь 40Х. Для высоконапряженных валов ответственных машин применяют легированные стали: сталь 40ХН, сталь 40ХН2МА, сталь 30ХГТ, сталь 30ХГСА.

В случаях, когда для валов основным критерием является жесткость – применяют стали Ст5 ГОСТ 380-71 и сталь 35 ГОСТ 1050-74 без термической обработки.

Валы, работающие в паре с подшипниками скольжения и шлицевые валы изготавливаются из сталей 20Х, Сталь 20ХН с цементацией и последующей закалкой.

Высокую износостойкость имеют хромированные валы. По опыту автомобилестроения хромирование шеек коленчатых валов увеличивает ресурс до перешлифовки в 3...5 раза.

Валы больших диаметров изготавливают из труб с приварными или насадными фланцами (экономия может быть до 20 ... 40 % металла).

Для изготовления фасонных валов – коленчатых с большими фланцами и отверстиями – наряду со сталью применяются высокопрочные чугуны и модифицированные чугуны.

# Материалы, упрочняющая обработка, допускаемые напряжения

Допускаемые нормальные напряжения в сечении вала при выполнении предварительных расчетов

$$[\sigma] = \sigma_T / s, \text{ МПа.}$$

Здесь  $\sigma_T$  - предел текучести материала, МПа.

$s$  - коэффициент запаса прочности по усталости.  $s = 1,5 \dots 2,5$ .

Обычно  $[\sigma] = 50 \dots 70$  (до 80) МПа.

# Ориентировочный расчет валов

На этой стадии расчета ориентировочно определяются диаметры валов под шестернями (колесами) и диаметры выходных концов. Ориентировочное расчетное значение округляется до стандартного, а размеры других поверхностей назначаются из конструктивных соображений.

Ориентировочный расчет может быть произведен одним из двух вариантов:

## *1. Из условия прочности на кручение.*

$$\tau = \frac{M_z}{W_p},$$

где  $M_z$  - вращающий момент на валу,  $T$ ,  $H$  мм.  
 $W_p$  - полярный момент сопротивления,

Диаметр вала в расчетном сечении

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 0,2 \cdot d^3,$$

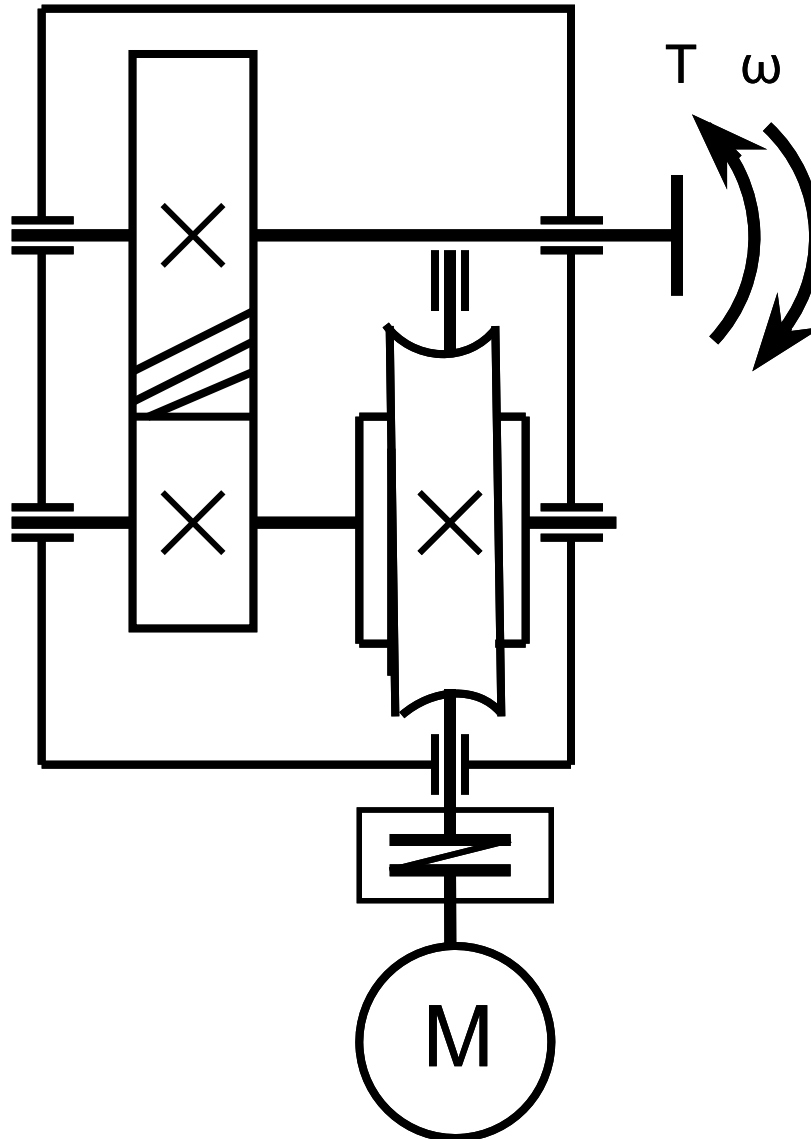
На этой стадии расчета влияние изгиба учитывается путем выбора пониженных допускаемых напряжений кручения:  $[\tau] = 10 \dots 30$  МПа.

Меньшие значения принимаются для сечений вала под колесом (между валами).

Большие – для выходных концов.

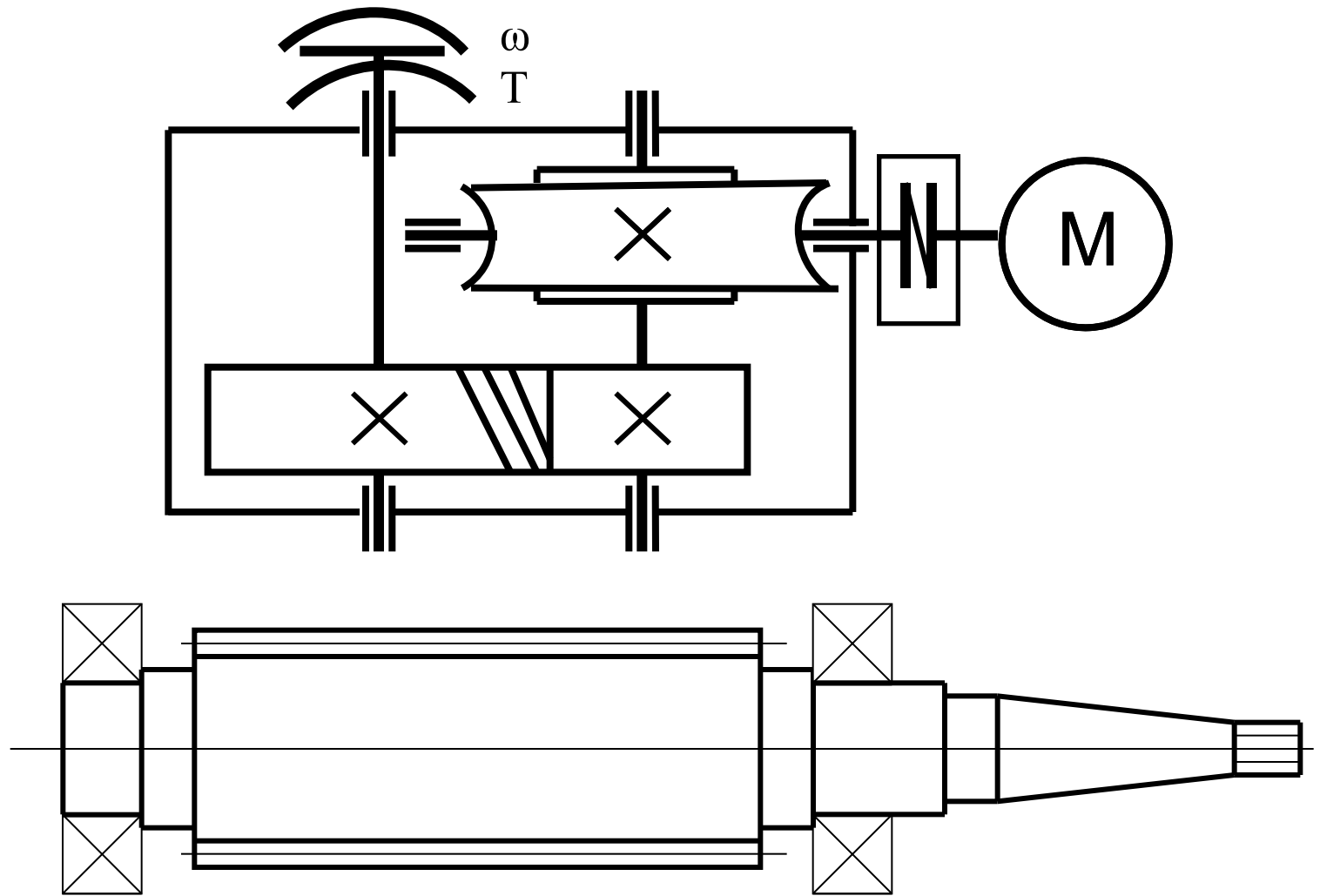
# Ориентировочный расчет валов

В качестве примера рассмотрим привод с червчно-цилиндрическим двухступенчатым редуктором

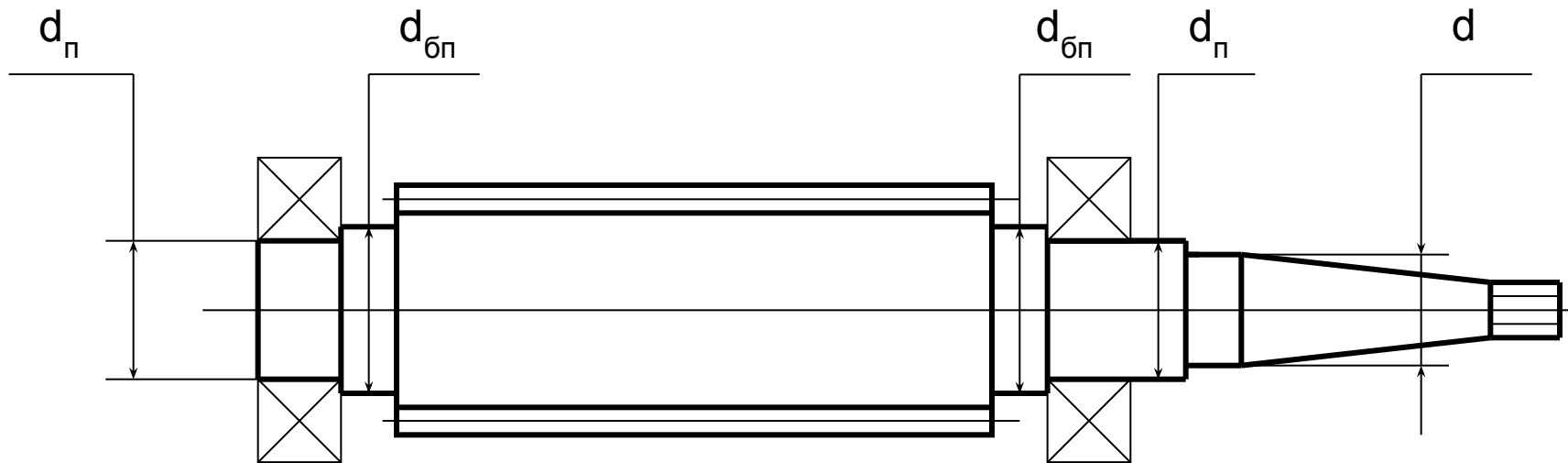




# Ориентировочный расчет диаметров участков быстроходного (червячного) вала



# Ориентировочный расчет диаметров участков быстроходного (червячного) вала



Диаметр вала в расчетном сечении,  $d$ ,

$$\sqrt[3]{0,2} \frac{d \geq T_{\delta}}{[\tau]} \quad \text{или} \quad d \geq (0,7 \dots 0,8) \sqrt[3]{T_{\delta}}$$

Где  $T_{\delta}$  - вращающий момент на быстроходном валу,  $H \cdot мм$ ;

$[\tau]$  - допускаемое напряжение,  $[\tau] = 10 \dots 14,5 МПа$ .

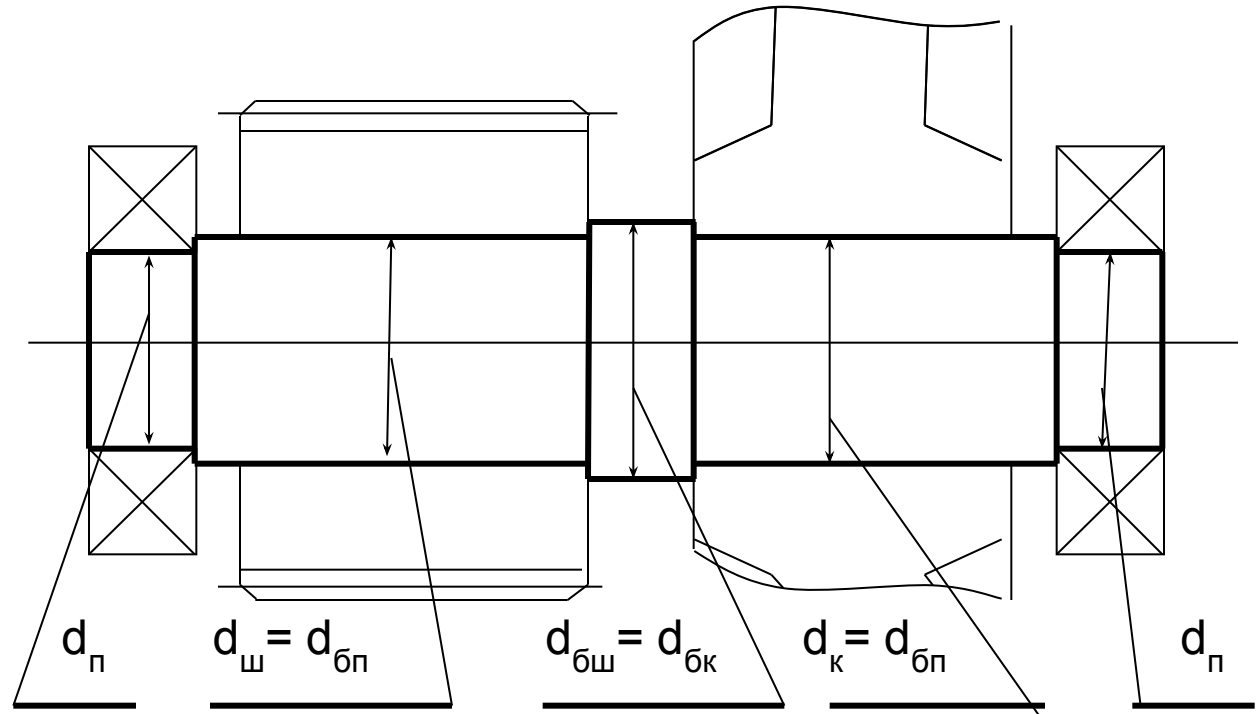
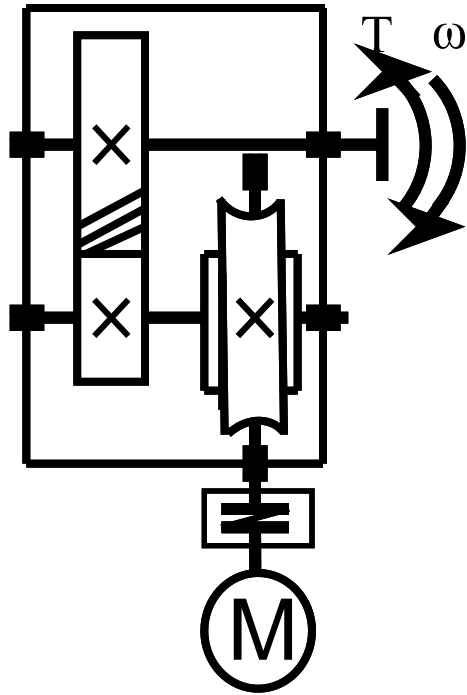
$t_{цил}, t_{кон}$  - высота заплечика,  $d_{нп} \geq d + 2 \cdot t_{цил} (t_{кон})$

$r$  - координата фаски подшипника;

$f$  - размер фаски колеса.

	$d_{нп} \geq d + 2 \cdot t_{цил} (t_{кон})$	17... 22	24... 30	32... 38	40... 44	45... 50	52... 58	60... 65	67... 75	80... 85	90... 95
$t_{цил}$		3,0	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{кон}$		1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
$r$		1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0
$f$		1,0	1,0	1,2	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0

# Ориентировочный расчет диаметров участков промежуточного вала



Диаметр вала в расчетном сечении,  $d_k$ ,

$$\sqrt[3]{0,2^k [\tau]} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{пр}}{[\tau]}} \quad \text{или} \quad d_k \geq (0,6 \dots 0,7) \sqrt[3]{T_{пр}}$$

Где  $T_{пр}$  - вращающий момент на промежуточном валу,  $H \cdot мм$ ;

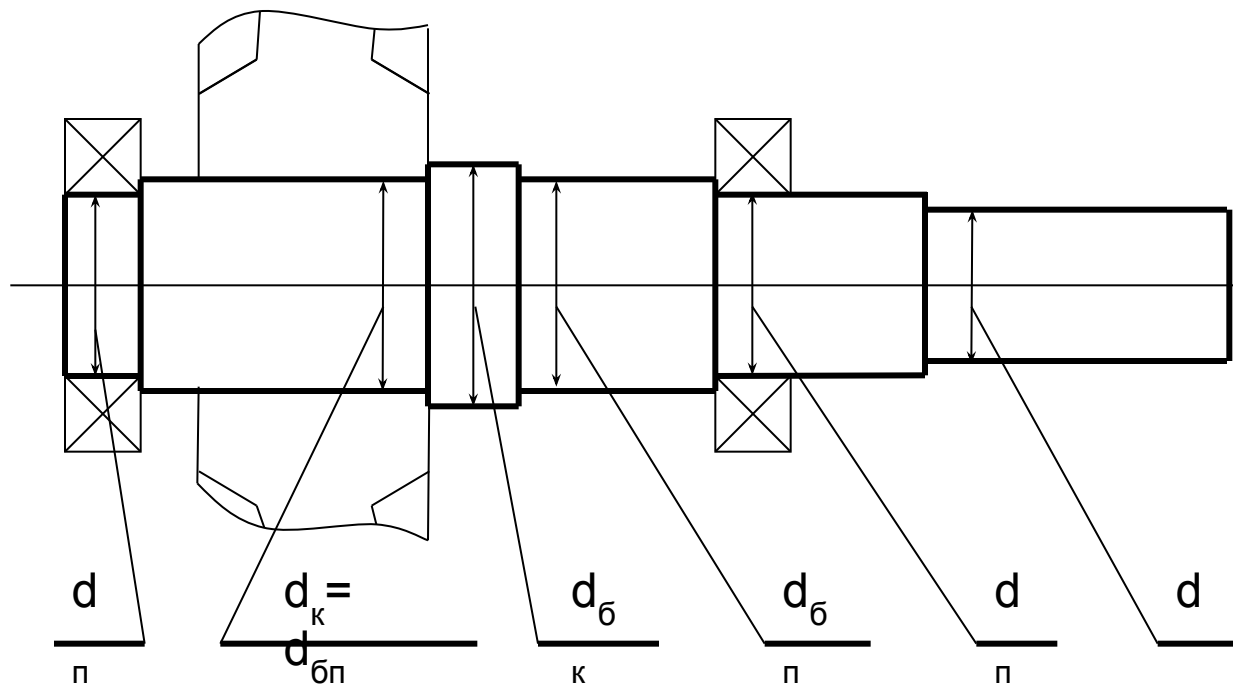
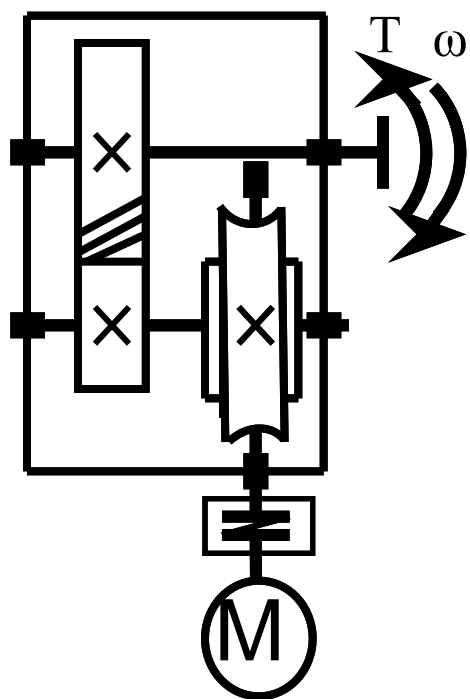
$[\tau]$  - допускаемое напряжение,  $[\tau] = 14,5 \dots 20,0 \text{ МПа}$ .

$$d \geq d_k + 3 \cdot r$$

$$d \geq d_k + 3 \cdot f$$

$$d \geq d_k + 3 \cdot r$$

# Ориентировочный расчет диаметров участков тихоходного (выходного) вала



Диаметр вала в расчетном сечении,  $d$ ,

$$\sqrt[3]{\frac{d}{0,2} [\tau]} \geq \sqrt[3]{\frac{T_T}{[\tau]}} \quad \text{или} \quad d \geq (0,5 \dots 0,6) \sqrt[3]{T_T}$$

Где  $T_T$  - вращающий момент на тихоходном (выходном) валу,  $H \cdot мм$ ;

$[\tau]$  - допускаемое напряжение,  $[\tau] = 20 \dots 30 \text{ МПа}$ .

$$d_{\text{п}} \geq d + 2 \cdot t_{\text{цил}} (t_{\text{кон}});$$

$$d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3 \cdot r;$$

# Ориентировочный расчет валов

## 2. По империческим зависимостям (из конструктивных условий)

Диаметр конца выходного вала:

$$d_{\text{ex}} = (0,8...1,2) \cdot d_{\text{э.дв}} \cdot \sqrt[3]{u}$$

где  $d_{\text{э.дв}}$  - диаметр вала электродвигателя.

$u$  - передаточное число внешней передачи (между электродвигателем и редуктором).

Если  $u = 1$ , т.е. вал электродвигателя и редуктора соединяется посредством муфты, то  $d_{\text{ex}} = d_{\text{э.дв}}$ .

Полученный результат округляют по **ГОСТ 6636** до ближайшего значения из ряда **Ra 40**.

В случае необходимости допускается размер согласно рядам **Ra 5, Ra 10, Ra 20**.

# Предварительный расчет валов на прочность (Проектировочный расчет)

Проектировочный расчет проводится после выполнения эскизного чертежа конструкции

Расчет проводится на статическую прочность для предварительного определения диаметров участков вала.

## *Исходные данные:*

1. Расчетная схема.
2. Силы и моменты, действующие на вал.
3. Компонировочный чертеж.
4. Материал вала с  $\sigma_v, \text{Н/мм}^2$ .

# Проектировочный расчет валов

1. Составляется общая исходная схема и определяются силы, действующие в передаче.

При наличии соединительной муфты на вал действует неуравновешенная сила  $F_k$ , определяемая конструкцией муфты, значения ее можно определить по формуле

$$F_k = K \cdot \frac{2 \cdot T_{\text{в}}}{D_{\text{сэ}}}, \text{ Н}$$

где  $T_{\text{в}}$  - вращающий момент на валу,  $\text{Н} \cdot \text{мм}$ ;

$D_{\text{сэ}}$  - диаметр расположения силовых элементов,  $\text{мм}$

(расположение пальцев в муфтах типа МУВП, делительный диаметр звездочек в цепных муфтах и т.п.).

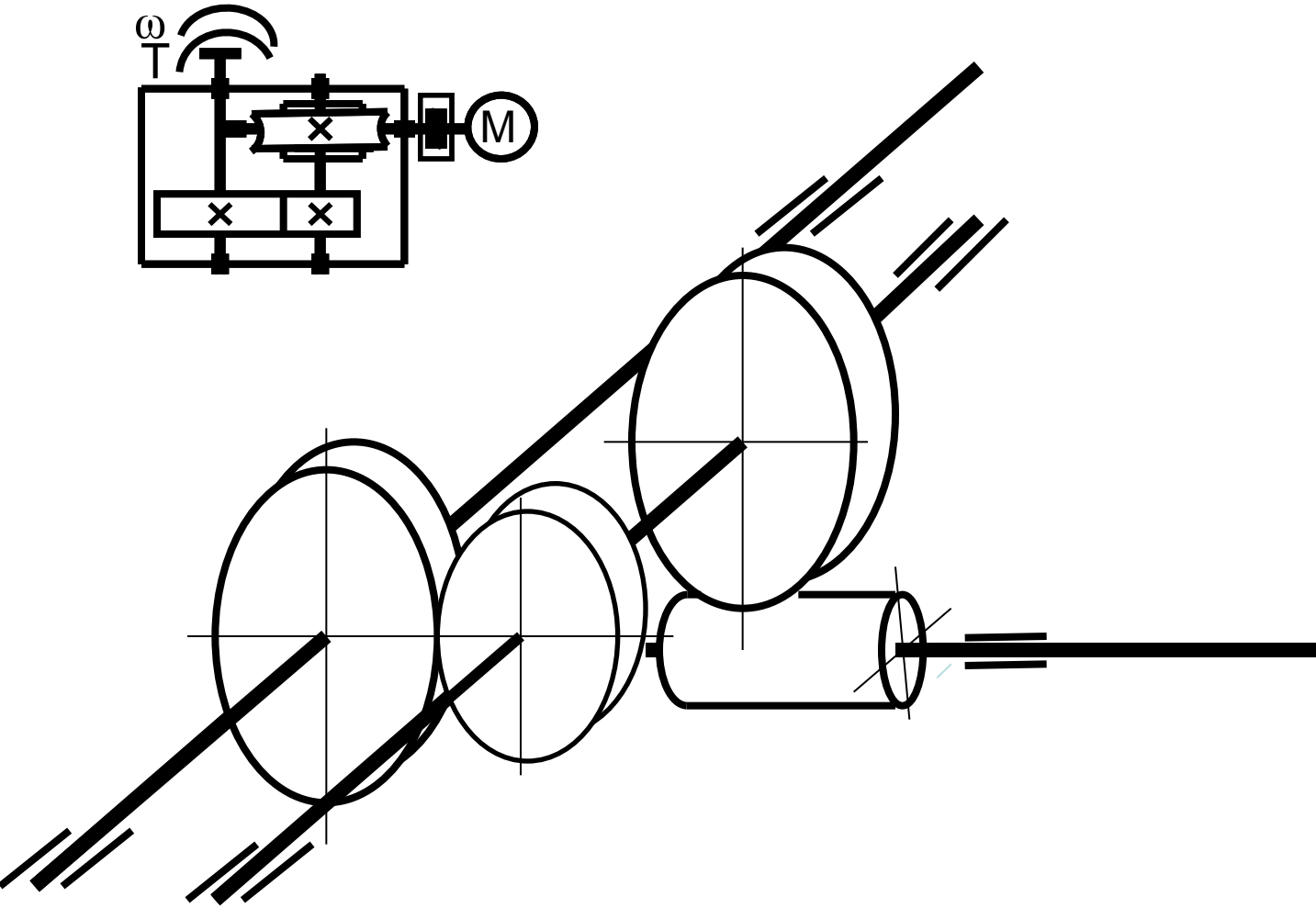
$K$  - коэффициент, значения которого определяются типом муфты,

$K = 0,15 \dots 0,40$ .

Общая длина вала и размеры, определяющие положение колес относительно опор и между собой берутся с эскизного чертежа конструкции.

# Проектировочный расчет валов

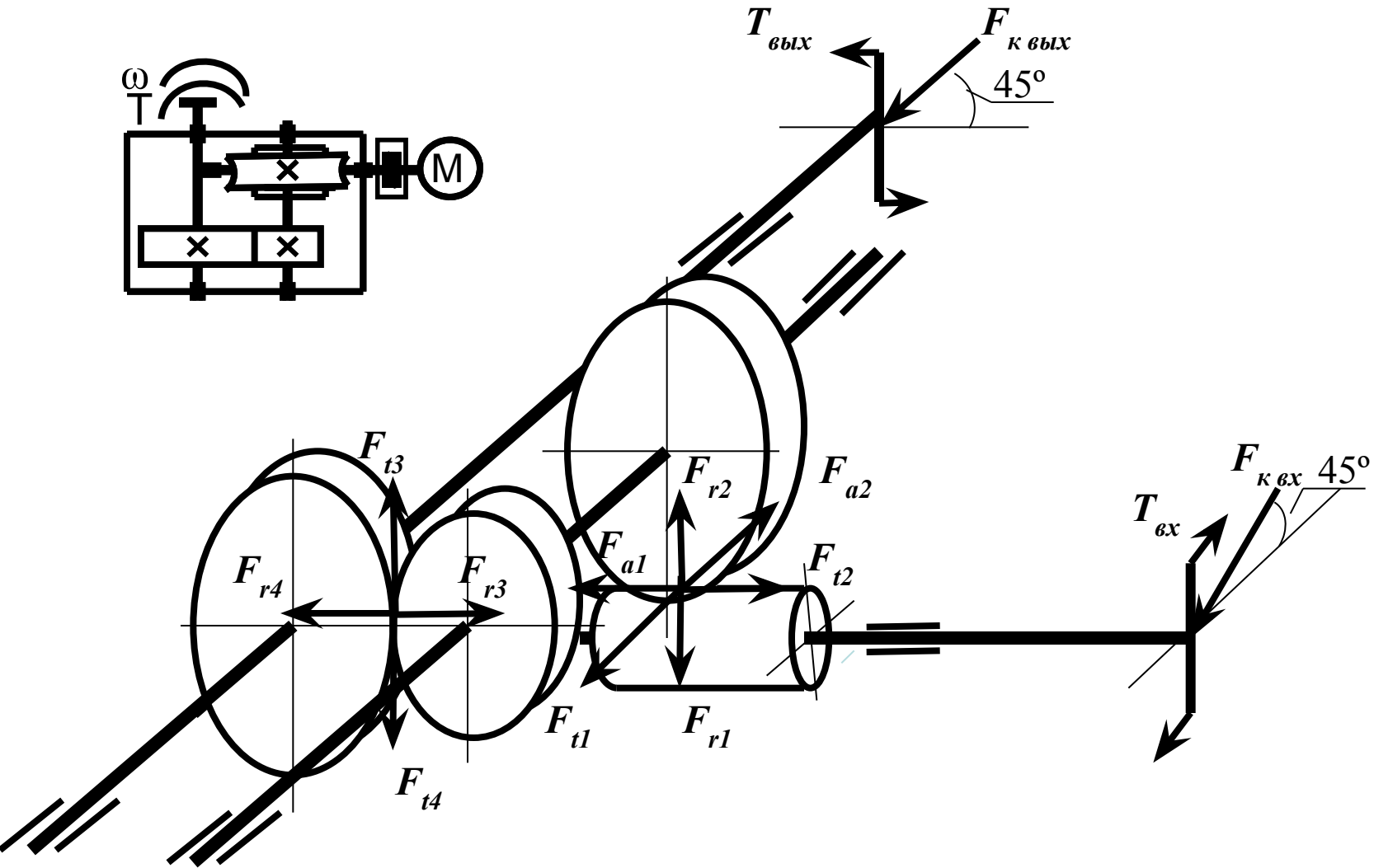
*Исходная схема :*





# Проектировочный расчет валов

Исходная схема :



# Точки приложения внешних нагрузок и опорных реакций

1. Распределенные силы, действующие в зубчатых зацеплениях, шлицевых соединениях и т.п. заменяются на сосредоточенные, приложенные на середине длины элемента передающего силы и моменты на вал.

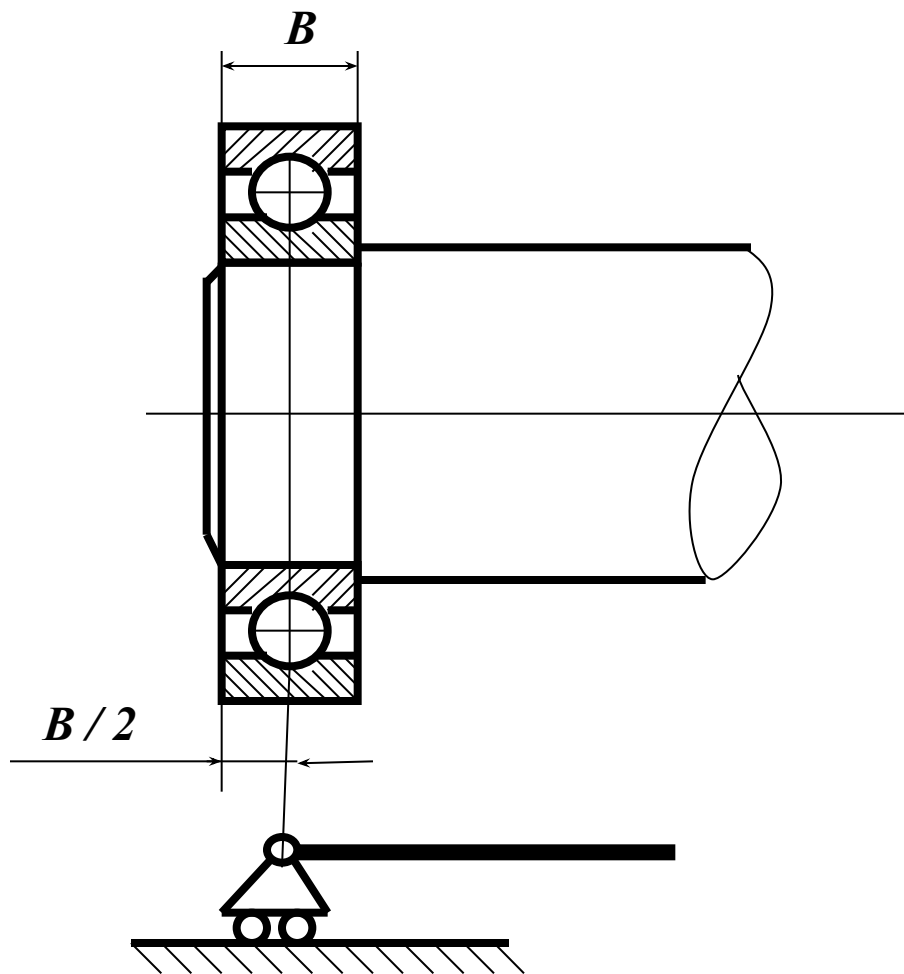
2. Консольная сила от муфты  $F_k$  прикладывается по середине ступицы полумуфты.

3. Валы рассматривают как балки на шарнирных опорах. При этом подшипники одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие радиальные нагрузки – шарнирно-подвижными.

3.1. Для валов, установленных на радиальных подшипниках качения по одному в опоре, условные шарнирные опоры вала располагают в середине

# Точки приложения внешних нагрузок и опорных реакций

3.2. Для валов, установленных на радиальных подшипниках качения по одному в опоре, условные шарнирные опоры вала располагают в середине



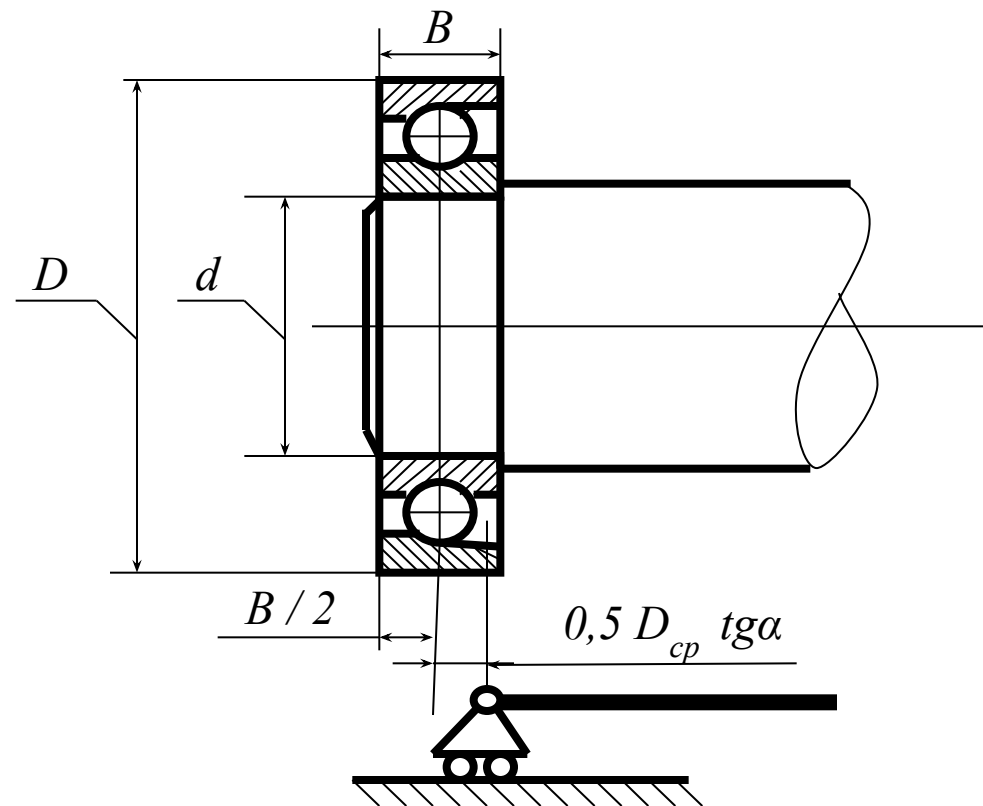
# Точки приложения внешних нагрузок и опорных реакций

3.3. Для валов, установленных на радиально-упорных подшипниках по одному в опоре, условные шарнирные опоры вала располагают на расстоянии  $0,5 D_{cp} \operatorname{tg} \alpha$  от середины подшипника со стороны нагруженного пролета,

где

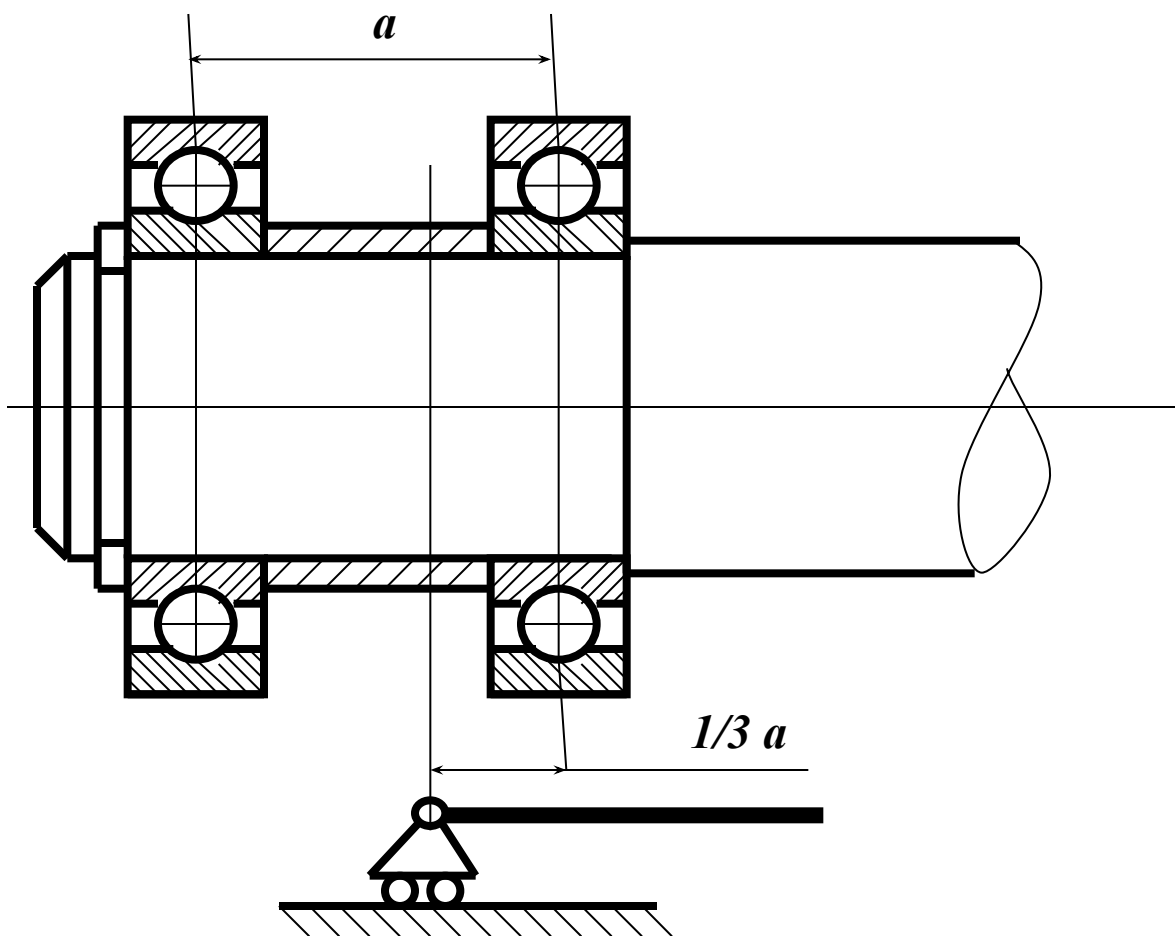
$D_{cp}$  - средний диаметр подшипника,  $D_{cp} = 0,5 (D + d)$

$\alpha$  - угол контакта подшипника



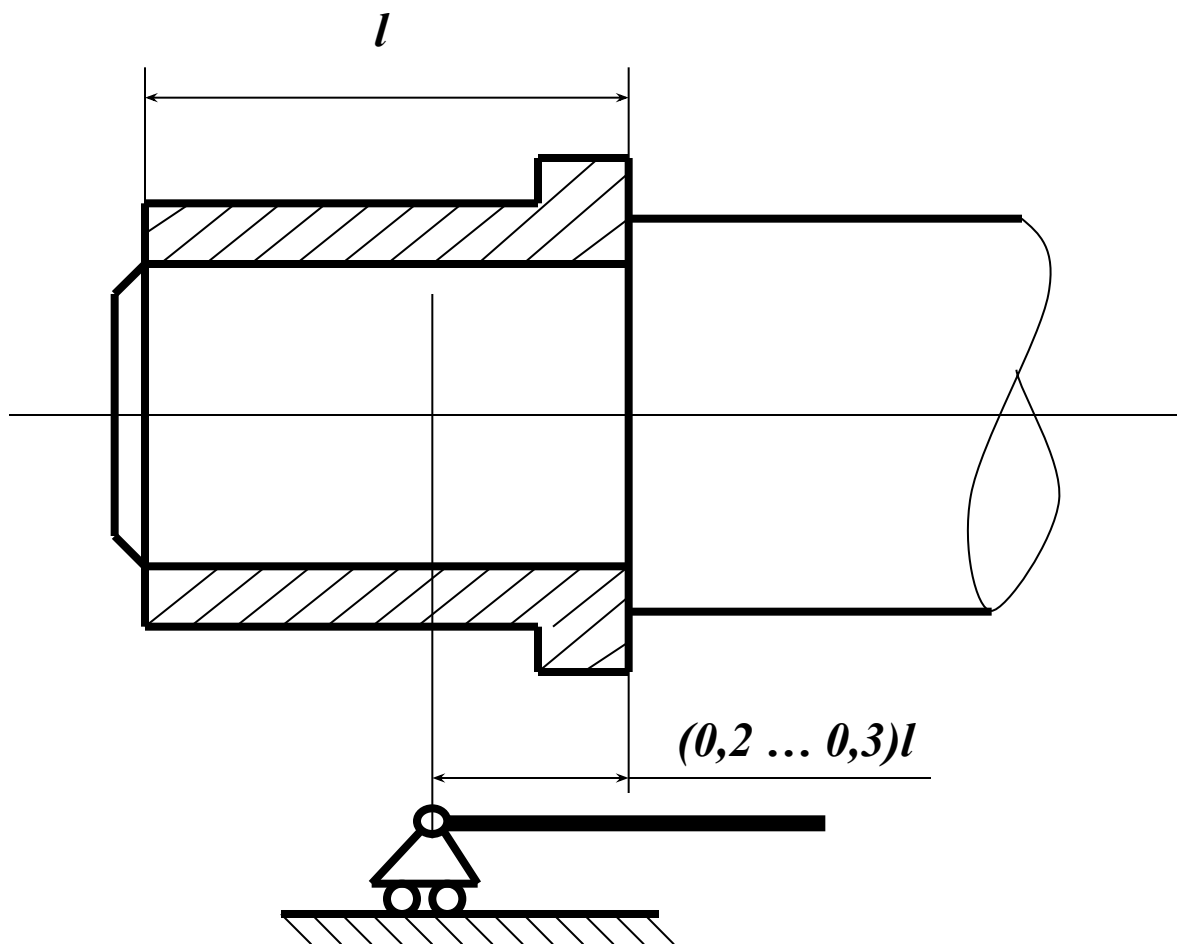
# Точки приложения внешних нагрузок и опорных реакций

3.4. Если вал базируется на подшипниках качения, установленных по два в опоре, условные шарнирные опоры вала располагают на одной трети расстояния между подшипниками от середины внутреннего подшипника



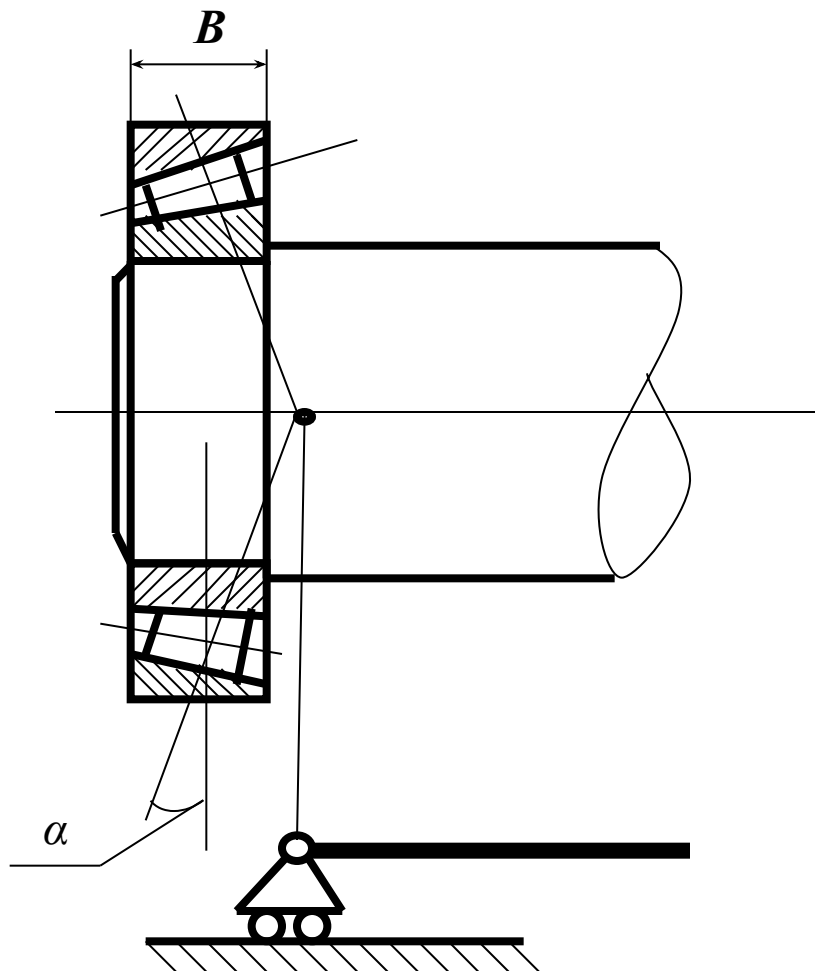
# Точки приложения внешних нагрузок и опорных реакций

3.5. Условную шарнирную опору вала, выполненную в виде подшипника скольжения, располагают на расстоянии  $(0,2 \dots 0,3) l$  от кромки подшипника со стороны нагруженного пролета, где  $l$  - длина подшипника.

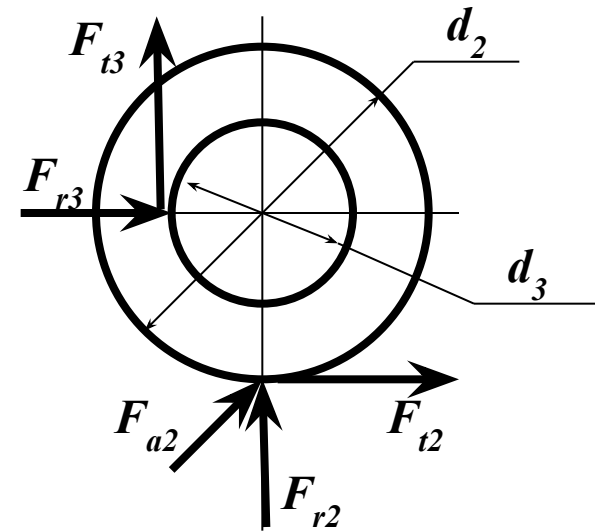
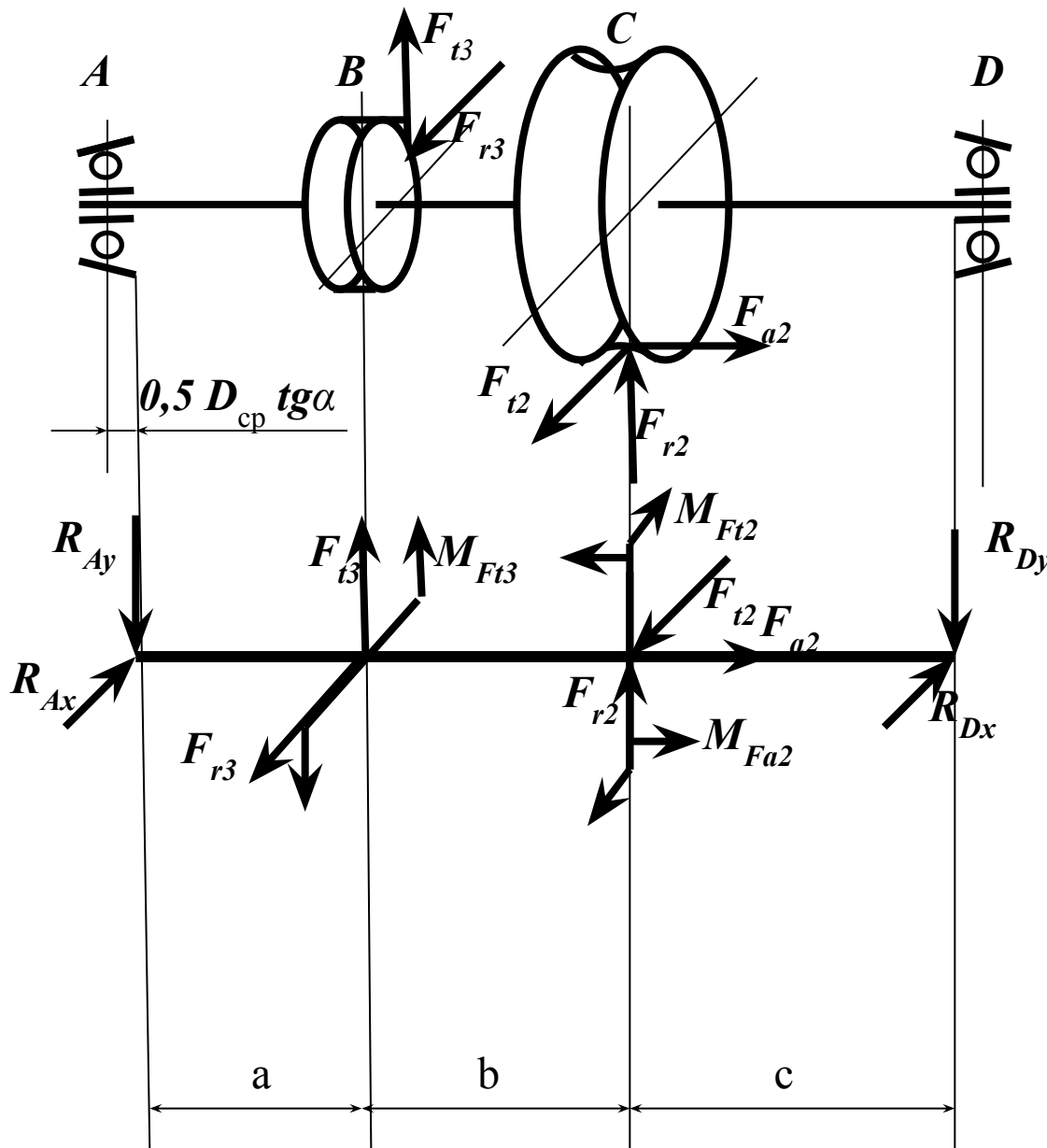


# Точки приложения внешних нагрузок и опорных реакций

3.6. Для радиально-упорных конических роликовых подшипников радиальные реакции считаются приложенными к валу в точках пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок.



# Проектировочный расчет валов



Исходные данные:

$F_{t2}$ ;  $F_{t3}$ ;

$F_{r2}$ ;  $F_{r3}$ ;

$F_{a2}$ ;

$M_{Ft2} = 0,5 F_{t2} d_2$

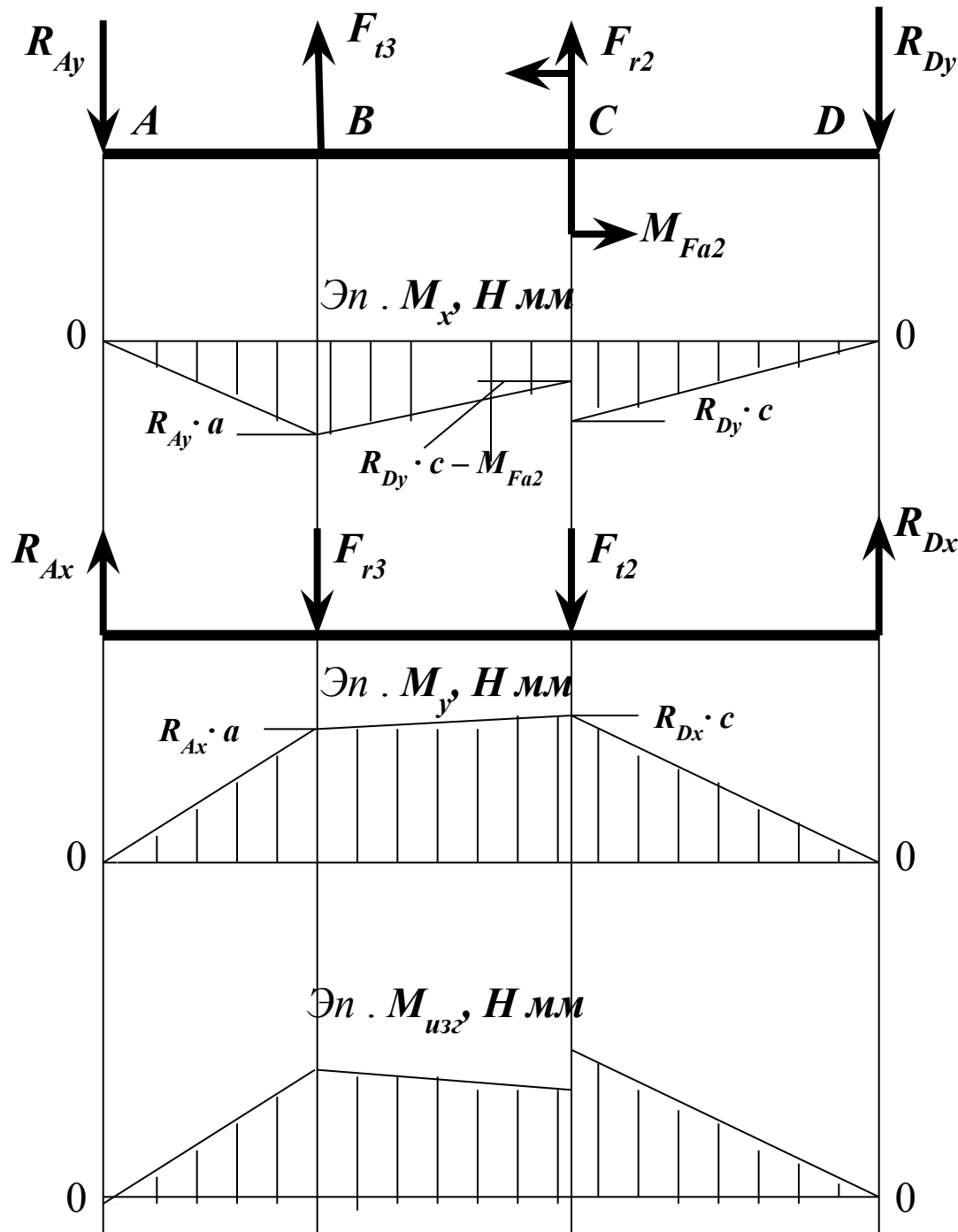
$M_{Ft3} = 0,5 F_{t3} d_3 / \eta$

$d_2$ ;  $d_3$ .

$a$ ;  $b$ ;  $c$ . ] Из компоновочного  
чертежа

2. Составляются расчетные  
схемы по плоскостям





### Нагрузки в вертикальной плоскости

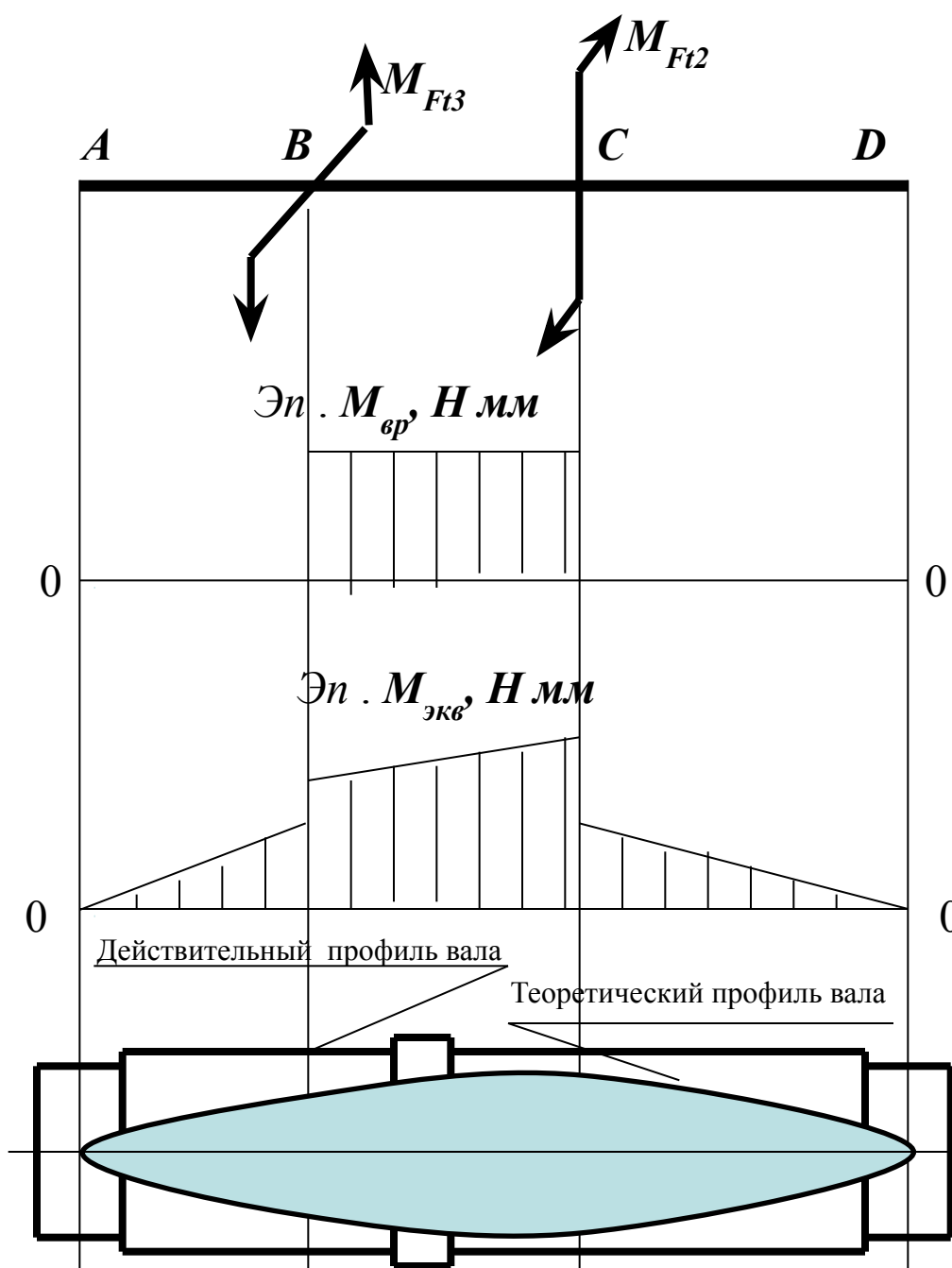
- Определяются значения опорных реакций:  $R_{Ay}, R_{Dy}$ .
- Определяются значения изгибающих моментов  $M_x$  в характерных сечениях вала;
- Строится эпюра изгибающих моментов  $M_x$ ;

### Нагрузки в горизонтальной плоскости

- Определяются опорные реакции:  $R_{Ax}, R_{Dx}$ .
- Определяются значения изгибающих моментов  $M_y$  в характерных сечениях вала;
- Строится эпюра изгибающих моментов  $M_y$ ;

3. Для каждого характерного сечения вала определяется суммарный изгибающий момент  $M_{изг i}$ ;
- Строится эпюра суммарных изгибающих моментов  $M_{изг}$ ;

$$M_{изг i} = \sqrt{M_{xi}^2 + M_{yi}^2}$$



4. Строится эпюра вращающих моментов  $M_{вр}$ .

5. Для каждого сечения находится эквивалентный момент  $M_{эkv}$ .

$$M_{эkv\ i} = \sqrt{M_{изi}^2 + \alpha \cdot M_{вр\ i}^2}$$

$\alpha$  – коэффициент, учитывающий неодинаковое влияние кручения и изгиба на прочность вала в связи с разницей в асимметрии их циклов  
При нереверсивной работе

$$\alpha = 0,75$$

При реверсивной работе

$$\alpha = 1,0$$

Строится эпюра эквивалентного момента -  $M_{эkv}$

6. Из условия прочности при изгибе определяется расчетный диаметр вала в каждом сечении:

$$d_i \geq \sqrt[3]{\frac{M_{эkv\ i}}{0,1[\sigma_u]_{III}}}$$

7. Строится теоретический профиль вала в масштабе

8. Строится действительный профиль

# Проектировочный расчет валов

Действительный профиль вала строится таким образом, чтобы контуры его нигде не пересекались с теоретическим. Т.е. диаметры действительных сечений вала не должны быть меньше теоретического, определенного из расчета на прочность.

Значения диаметров должны соответствовать значениям из ряда по ГОСТ 6636-69.

На участках, где есть шпоночные пазы следует увеличить расчетный диаметр на 8 ... 10 %. Разницу между ступенями принимают не более 5 ... 10 мм.

Посадочные места под подшипники следует принимать одинаковыми, кратными 5.

# Проектировочный расчет валов

Момент сопротивления сечения при изгибе:

— для круглого вала сплошного сечения

$$W_{изг} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 0,1 \cdot d^3$$

— для полого вала

$$W_{изг} = \frac{\pi \cdot D^3}{32} (1 - \alpha^4)$$

здесь

$$\alpha = \frac{d}{D}$$

— отношение внутреннего диаметра вала к наружному.

# Проектировочный расчет валов

Значения допускаемых напряжений  $[\sigma_u]$  для предварительного расчета валов и осей дифференцируются для различных материалов в зависимости от режима эксплуатации. При этом различают:

- **режим I**, когда напряжения, вызываемые нагрузкой, остаются неизменными по величине и по знаку;
- **режим II**, характеризуемый напряжениями, которые меняются по пульсирующему циклу;
- **режим III**, когда характер изменения напряжений соответствует симметричному циклу.

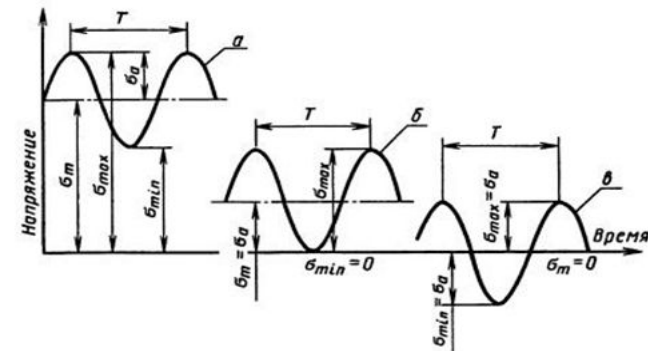


Рис. 0.2. Циклы напряжений: а — асимметричный; б — отнулевой; в — симметричный

Значения допускаемых напряжений для углеродистых и легированных сталей по режимам приблизительно соответствуют следующей пропорции:

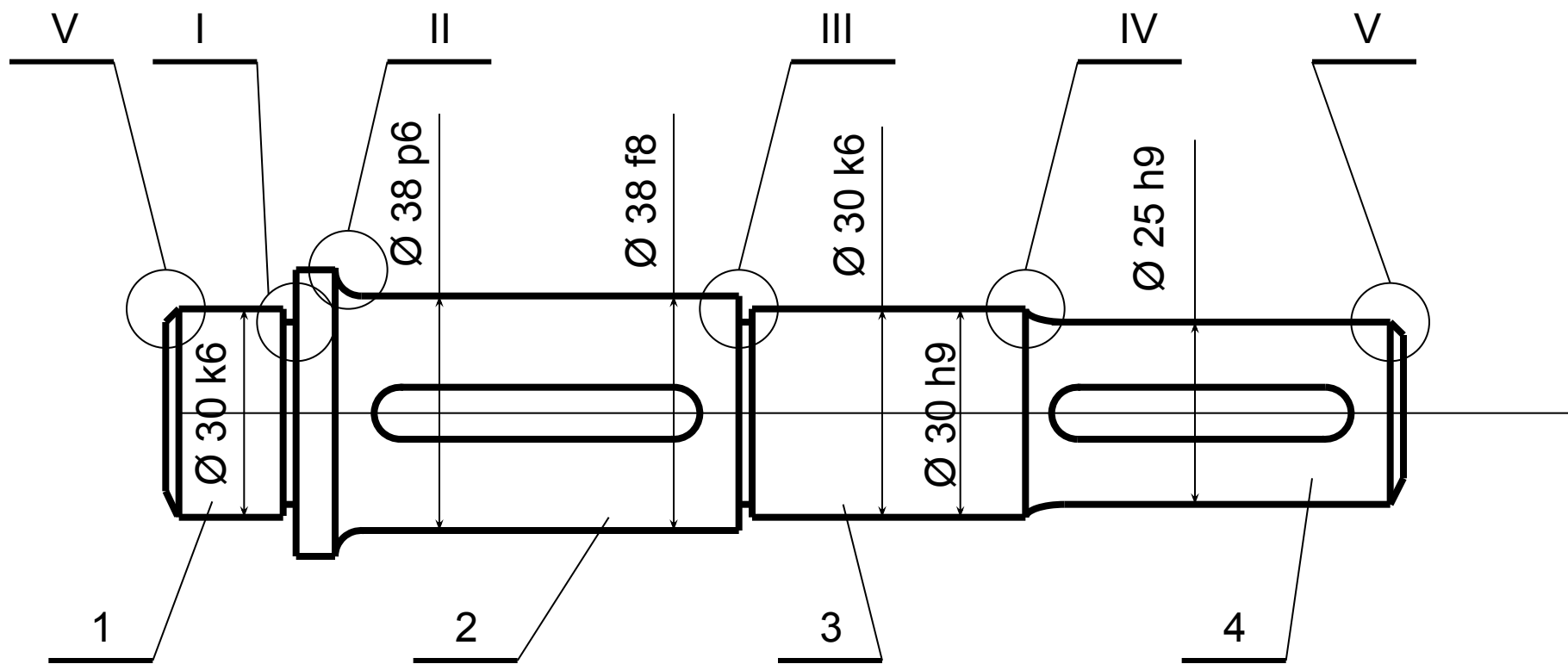
$$[\sigma_u]_I : [\sigma_u]_{II} : [\sigma_u]_{III} = 3,8 : 1,7 : 1, \quad \text{при этом} \quad [\sigma_u]_I = 0,33 \sigma_\sigma$$

Для предварительного расчета диаметра вала значение  $[\sigma_u]_{III}$  выбирают по

**III режиму**

$$[\sigma_u]_{III} = \frac{0,33 \cdot \sigma_\sigma}{3,8}$$

# Конструктивные элементы вала



# Конструктивные элементы вала

Участки вала 1 и 3, лежащие на опорах называются *цапфами*.

Цапфа, расположенная на конце вала (участок 1) называется *шипом*.

Цапфа, расположенная в средней части вала (участок 3) называется *шейкой*.

**Опорами для валов (шипов и шеек) служат подшипники.**

Шипы и шейки передают опорам радиальную нагрузку.

Цапфа, предназначенная для передачи осевой нагрузки называется *пятя*.

Посадочные поверхности под подшипники выполняются с допусками обеспечивающими напряженную посадку, например к6.

Посадочные поверхности валов под ступицы насаживаемых деталей (поверхности 2,4) выполняются цилиндрическими. Выходные концы можно выполнять коническими. Зубчатые колеса, расположенные между опорами в редукторах сажают как правило по посадке с натягом (допуск на размер вала, например р6). На концах валов по посадке с зазором, например h9.

Для удобства напрессовки зубчатых колес и подшипников начало посадочных поверхностей за счет различных предельных отклонений следует делать меньше.

# Конструктивные элементы вала

Между ступенями валов и осей имеются переходные участки, которые выполняются:

I и III - с канавкой для выхода шлифовального круга.

II - с галтелью постоянного радиуса.

IV - с галтелью переменного радиуса, способствующей снижению концентраций напряжений. Применяется на сильно напряженных участках.

V - фаски на торцах вала.

Конструктивная форма вала, как правило, обуславливается размерами и типом деталей, устанавливаемых на них, величиной и направлением действия сил, способами сопряжения деталей с валом и условиями изготовления и сборки.

Ступенчатая конструкция вала позволяет:

- Приблизить форму вала к брусу равного сопротивления.
- Легко выполнять сборку и разборку деталей, устанавливаемых на вал.
- Осуществлять осевую фиксацию деталей.
- Разделить и осуществить технические требования на изготовление вала по различным поверхностям в отношении точности, чистоты поверхности и т.д.

Недостаток:

Переходные участки вала являются концентраторами напряжений.



# Расчет валов на сопротивление усталости (Уточненный расчет)

Расчет валов на сопротивление усталости выполняется как проверочный, т.е. уточненная проверка размеров вала с учетом всех параметров, влияющих на сопротивление усталости (концентраторы напряжений).

**Цель расчета:** *Определить расчетные значения коэффициентов запаса прочности, в предположительно опасных сечениях вала, и сравнить их с допускаемыми значениями (В отдельных случаях расчет выполняется для 2-х ...3-х сечений).*

# Расчет валов на сопротивление усталости

## 1. Определение «опасного» сечения вала

«Опасным» сечением вала является то, для которого коэффициент запаса прочности принимает наименьшее значение по сравнению с остальными.

Предварительно для оценки опасности сечения можно использовать соотношение

$$M_{\text{экв}} / d_i$$

Составляется таблица

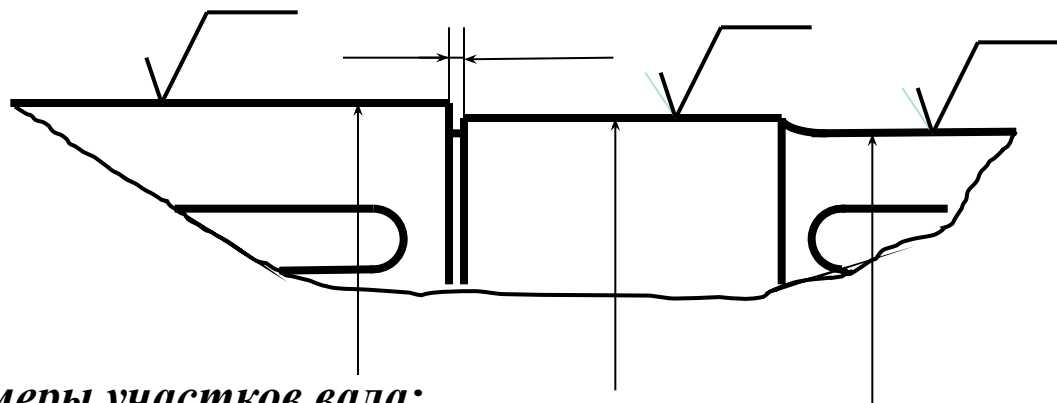
Сечение	Отношение, $M_{\text{экв}} / d_i$
<i>A</i>	
<i>B</i>	
<i>C</i>	
<i>D</i>	

По максимальному соотношению  $M_{\text{экв}} / d_i$  устанавливается «опасное» сечение

# Расчет валов на сопротивление усталости

## 2. Анализ расчетного сечения

Вычерчивается эскиз участка вала в области расчетного сечения



Указываются:

- номинальные размеры участков вала;
- допуски на размеры;
- чистота обработки поверхностей;
- концентраторы напряжений (все).

Концентраторы напряжений:

- галтель;
- выточка;
- шлицы (прямобоочные, эвольвентные);
- нарезка витков червяка;
- поперечное отверстие;
- шпоночная канавка;
- резьба;
- напрессовка не менее 20 МПа.

# Расчет валов на сопротивление усталости

## 3. Коэффициенты, характеризующие концентратор напряжений

$k_\sigma, k_\tau$  - эффективные коэффициенты концентрации напряжений по виду концентраторов соответственно при изгибе и при кручении (Принимаются по справочным таблицам);

$k_{d\sigma}, k_{d\tau}$  - коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала (Масштабный фактор. Принимаются по справочным таблицам.);

$k_F$  - коэффициент влияния шероховатости поверхности рассматриваемого участка вала (Принимается по справочным таблицам.);

$\psi_\sigma, \psi_\tau$  - коэффициенты, учитывающие чувствительность материала к асимметрии цикла. (Принимаются по справочным таблицам.);  
Для сталей

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_s$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma$$

$k_y$  - коэффициент, учитывающий влияние упрочнения поверхности вала. (Принимается по справочным таблицам).

# Расчет валов на сопротивление усталости

Коэффициенты	Концентратор		
$k_{\sigma}$			
$k_{\tau}$			
$k_{d\sigma}$			
$k_{d\tau}$			
$k_F$			
$\psi_{\sigma}$			
$\psi_{\tau}$			
$k_y$			

*Коэффициенты могут уточняться интерполяцией*

# Расчет валов на сопротивление усталости

## 4. Оценка опасности концентратора

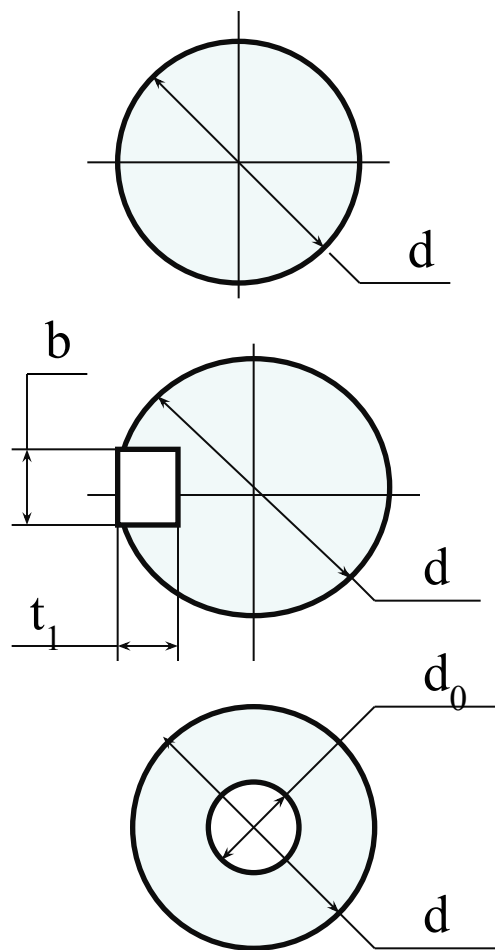
При действии в расчетном сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них

(с наибольшим отношением  $k\sigma / kd\sigma$  или  $k\tau / kd\tau$ ).

Отношение	Концентратор		
$k\sigma / kd\sigma$			
$k\tau / kd\tau$			

# Расчет валов на сопротивление усталости

## 5. Определение геометрических характеристик опасного сечения



$$W_u = 0,1 \cdot d^3, \quad W_k = 0,2 \cdot d^3,$$

$$W_{u \text{ нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (2 \cdot d^3 - t_1)^2}{2 \cdot d}$$

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (2 \cdot d^3 - t_1)^2}{2 \cdot d}$$

$$W_{u \text{ нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \left\{ 1 - \left[ \frac{d_0}{d} \right]^4 \right\}$$

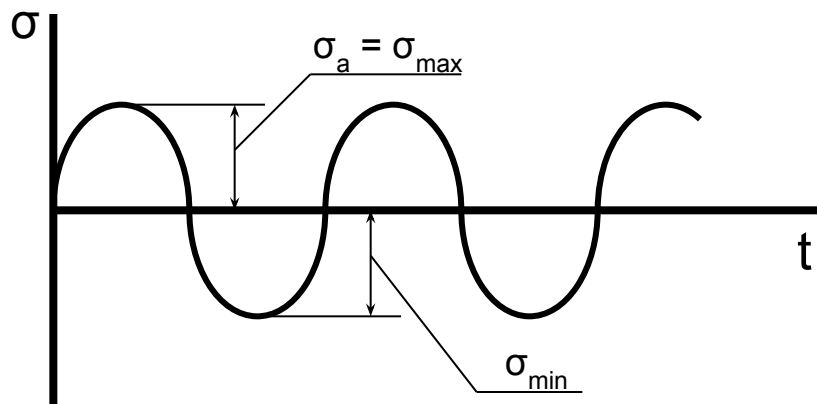
$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \left\{ 1 - \left[ \frac{d_0}{d} \right]^4 \right\}$$

# Расчет валов на сопротивление усталости

## 6. Напряжения в сечении

В расчетах валов принимается, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу а касательные по отнулевому циклу.

*Напряжения изгиба*



Характеристика цикла

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1$$

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0$$

Амплитуда цикла

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \sigma_{\max}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{изг}}{W_{и нетто}}$$

Где  $M_{изг}$  - результирующий изгибающий момент;

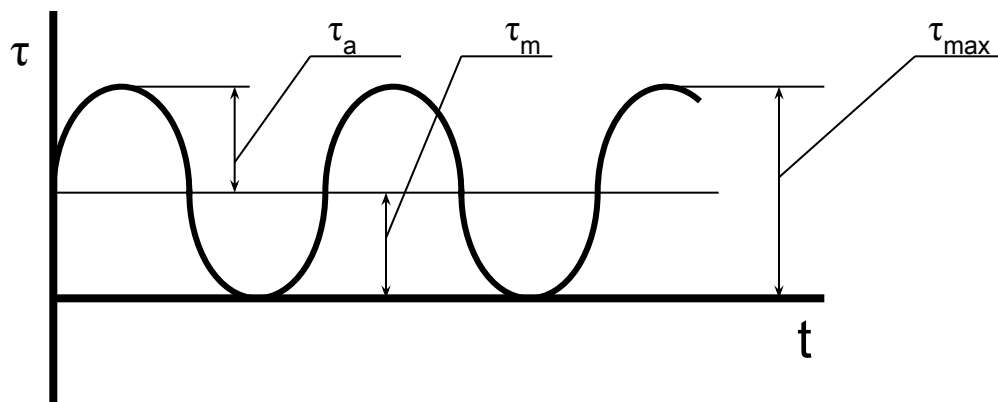
$W_{и нетто}$  - момент сопротивления сечения изгибу (нетто).



# Расчет валов на сопротивление усталости

## Напряжения кручения

Изменяются по отнулевому циклу т.е. валы передают постоянный крутящий момент по направлению и переменный по величине



Характеристика цикла

$$r = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = 0$$

Среднее напряжение цикла

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\max}}{2}$$

Амплитуда цикла

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\max}}{2}$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{M_{вр}}{2 \cdot W_{кнетто}}$$

Где  $M_{вр}$  - вращающий момент;

$W_{кнетто}$  - момент сопротивления сечения кручению (нетто).

# Расчет валов на сопротивление усталости

## 7. Расчетный коэффициент запаса прочности

Вал при своей работе испытывает сложное напряженное состояние: изгиб, кручение и растяжение (сжатие).

Запас прочности при сложном напряженном состоянии:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s]$$

где:

$s$  - общий запас прочности;

$s_{\tau}$  - запас прочности по касательным напряжениям (от кручения);

$s_{\sigma}$  - запас прочности по нормальным напряжениям (от изгиба);

$[s]$  - допускаемый запас прочности,

$[s] = 1,3 \dots 1,5$  - для обеспечения прочности;

$[s] = 2,5 \dots 4,0$  - для обеспечения жесткости.

# Расчет валов на сопротивление усталости

Запас прочности по нормальным напряжениям (напряжениям изгиба)

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a + (\psi_{\sigma})_D \cdot \sigma_m}$$

Запас прочности по касательным напряжениям

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a + (\psi_{\tau})_D \cdot \tau_m}$$

где

$(\tau_{-1})_D, (\sigma_{-1})_D$  - пределы выносливости материала в рассматриваемом сечении вала, с учетом концентрации напряжений при кручении и изгибе.

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(k_{\tau})_D}; \quad (\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_D};$$

# Расчет валов на сопротивление усталости

$\tau_{-1}$ ,  $\sigma_{-1}$  - пределы выносливости гладких образцов при симметричном знакопеременном цикле кручения и изгиба,

$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_{\sigma}$  - для углеродистых сталей.

$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_{\sigma} + (70 \dots 120) \text{ МПа}$  – для легированных сталей.

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

$\sigma_{\sigma}$  - предел прочности (временное сопротивление),

$\sigma_{\sigma} = 550 \text{ МПа}$  для стали 45.

$\sigma_{\sigma} = 900 \text{ МПа}$  для стали 40Х.

$(k_{\sigma})_D$ ,  $(k_{\tau})_D$  – приведенные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала;

$$(k_{\sigma})_D = \left( \frac{k_{\sigma}}{k_{d\sigma}} + k_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{k_y}$$

$$(k_{\tau})_D = \left( \frac{k_{\tau}}{k_{d\tau}} + k_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{k_y}$$

# Расчет валов на сопротивление усталости

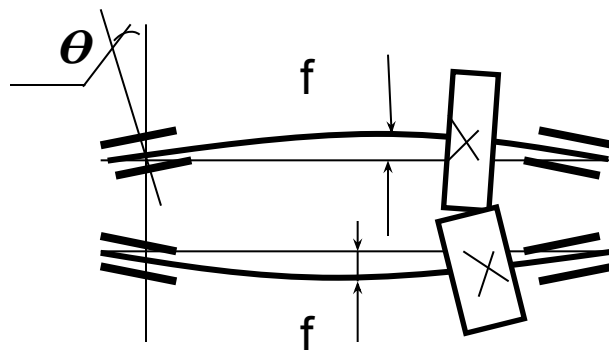
$(\psi_\sigma)_D$ ,  $(\psi_\tau)_D$  - приведенные коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала,

$$(\psi_\sigma)_D = \frac{\Psi_\sigma}{(k_\sigma)_D}; \quad (\psi_\tau)_D = \frac{\Psi_\tau}{(k_\tau)_D};$$

# Расчет валов на жесткость

Упругие перемещения валов отрицательно влияют на работу связанных с ним деталей: подшипников, зубчатых колес и т.п.

От прогиба вала  $f$  в зубчатом зацеплении возникает концентрация нагрузки по длине зуба. При больших углах поворота  $\theta$  в подшипнике может произойти защемление вала.



Для обеспечения нормальной работы различных машин установлены нормы жесткости на валы этих машин.

Различают два расчета на жесткость по трем параметрам:

По деформациям кручения

Параметр  $\varphi$  - угол закручивания вала на единицу длины участка,

$$\varphi \leq [\varphi]$$

# Расчет валов на жесткость

По прогибу и углу поворота сечения

Параметры  $f$  - стрела прогиба,  $f \leq [f]$   
 $\theta$  - угол поворота сечения,  $\theta \leq [\theta]$

Угол закручивания

$$\varphi = \frac{\sum M_{zi} \cdot l_i}{\sum G \cdot J_{pi}};$$

Здесь  $M_{zi}$  - крутящий момент в расчетном сечении.

$G$  - модуль сдвига, механическая характеристика материала  
 $G = 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

$J_{pi}$  - полярный момент инерции сечения.

# Расчет валов на жесткость

В зависимости от назначения вала требуемая жесткость обеспечивается при соблюдении условий:

$$\varphi \leq [\varphi]$$

$$f \leq [f]$$

$$\theta \leq [\theta]$$

Практикой установлено:

$[\varphi] = 15' \dots 20'$  на 1 погонный метр – для бумагоделочного оборудования;

$[\varphi] = 3^\circ \dots 4^\circ$  на 1 погонный метр для главных приводных валов автомобилей, тракторов и т.п.

$$[\theta] = 0,001 \dots 0,05 \text{ рад}$$

$$[f] = (0,01 \dots 0,03) \text{ т}$$



# Расчет валов на жесткость

Для валов редукторов изгибная жесткость не проверяется.

Для валов-червяков, при симметричном расположении опор, максимальный прогиб

$$f = \frac{l^3 \cdot \sqrt{F_t^2 + F_r^2}}{48 \cdot E \cdot J_u} \leq [f]$$

Где  $[f]$  - (0,001 ... 0,01) м

$l$  - расстояние между опорами, мм;

$F_t$ ,  $F_r$  - окружная и радиальная составляющие сил в зацеплении червячной пары, Н;

$E$  - модуль упругости материала, МПа,  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$J_u$  - осевой момент инерции сечения вала

$$J_u = \frac{\pi \cdot d^4}{64};$$

Для червяка приведенный момент инерции поперечного сечения

$$J_u = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} \cdot \left( 0,375 + 0,625 \cdot \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right);$$

# Особенности расчета осей

Ось работает только на изгиб. Диаметр оси, работающей на изги:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{изг} \cdot 10^4}{[\sigma_u]}};$$

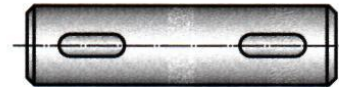
Где

$M_{изг}$  - суммарный изгибающий момент  
 $[\sigma_u]$  - допускаемое напряжение изгибу.

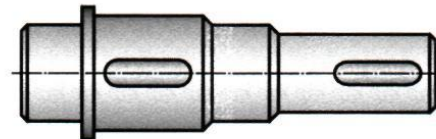


## КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ

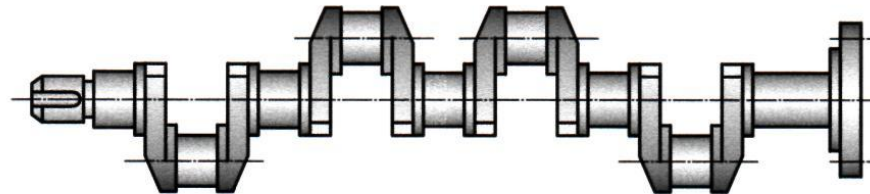
Гладкий



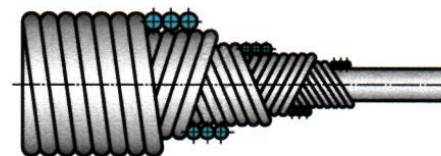
Ступенчатый



Коленчатый



Гибкий



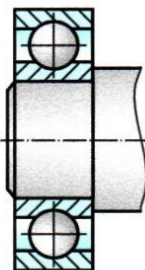


## КОНСТРУКЦИИ ЦАПФ

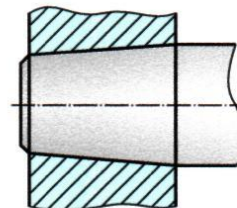
Цапфа - опорная часть оси или вала

Шип - концевая опора

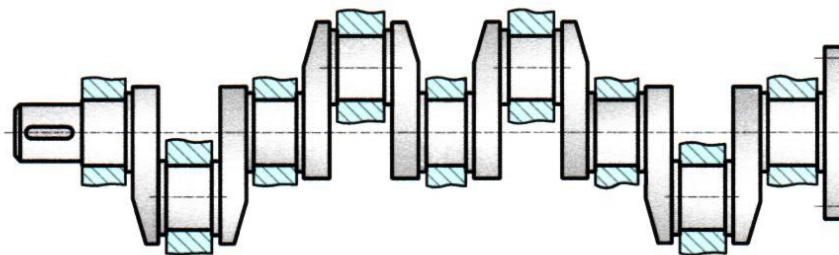
Шип цилиндрический



Шип конический

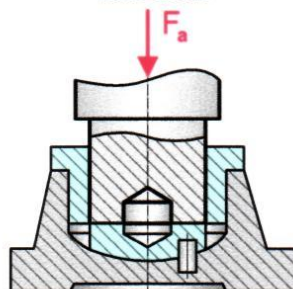


Шейка - промежуточная опора

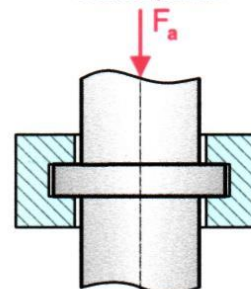


Пята - опора, воспринимающая осевую нагрузку

Плоская



Кольцевая

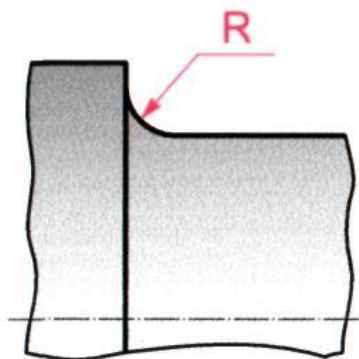




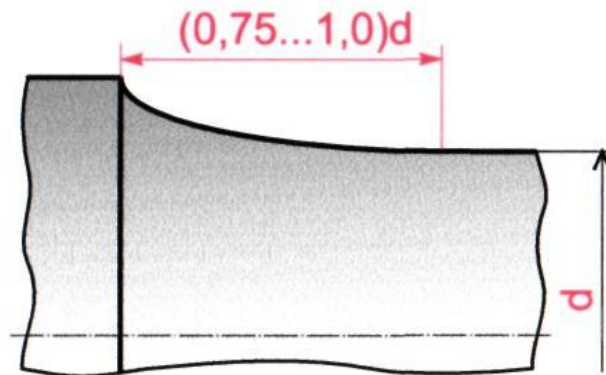
## ПЕРЕХОДНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ВАЛОВ

### Галтели

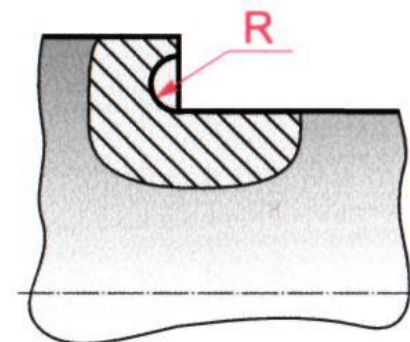
Постоянного радиуса



Переменного радиуса

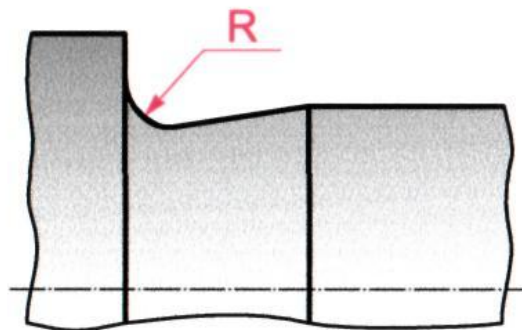


С поднутрением

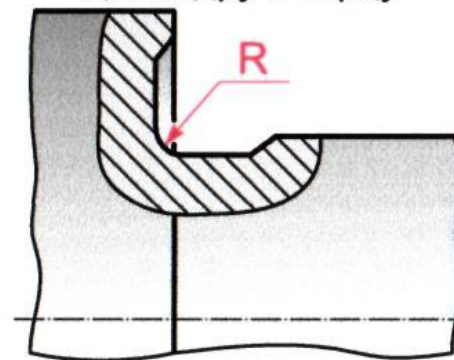


### Канавки для выхода шлифовального круга

Шлифование по наружному цилиндру



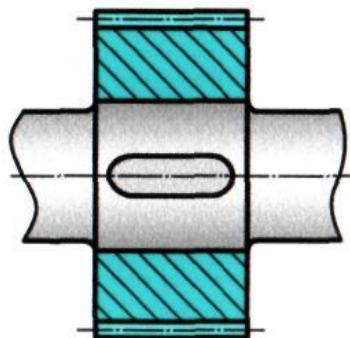
Шлифование по наружному цилиндру и торцу



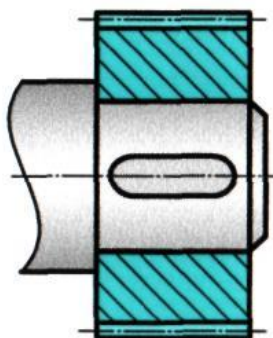


## ОСЕВОЕ ФИКСИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ НА ВАЛАХ

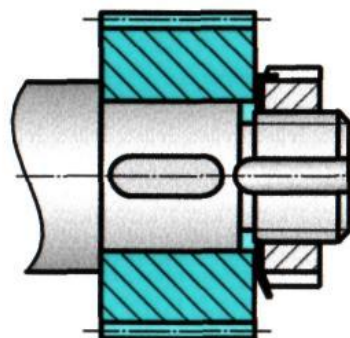
Посадка с натягом



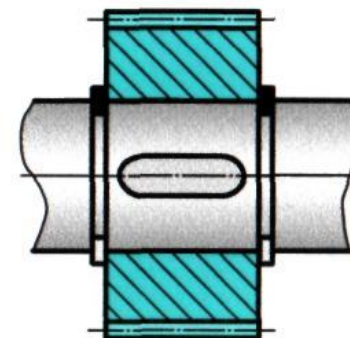
Упор в бурт



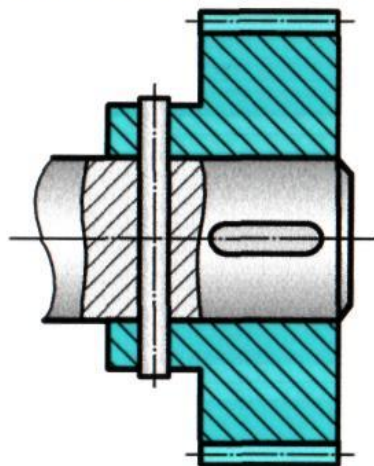
Упор в бурт  
в сочетании с гайкой



Пружинными  
кольцами



Штифтовое соединение



Стопорным винтом

