

# ВАЛЫ. ОСИ.

**Вал** предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей осевой линии, а так же для поддержания установленных на нем деталей (зубчатых колес, шкивов...). Некоторые валы (гибкие, карданные, торсионные) не поддерживают деталей. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в некоторых случаях растяжение или сжатие.

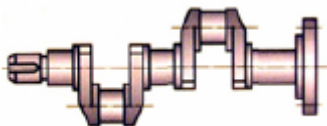
**Ось** только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на них силы. **Ось не передает вращающего момента и не испытывает кручения.**

По форме геометрической оси различают валы:

1. **прямые** (оси почти всегда прямые)



2. **непрямые** (коленчатый вал)

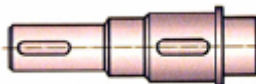


По форме продольного сечения различают валы и оси:

1. **гладкие**

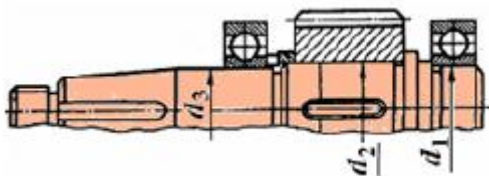


2. **ступенчатые**



**Пример:**

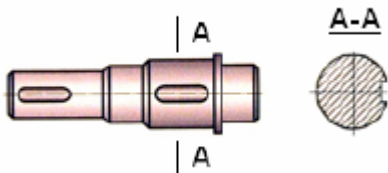
прямой ступенчатый вал  
зубчатого редуктора.



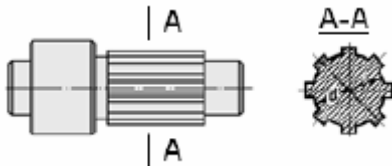
Ступенчатая форма способствует равной напряженности отдельных участков, упрощает монтаж деталей на валу.

По внешнему очертанию поперечного сечения различают валы:

1. шпоночные



2. шлицевые



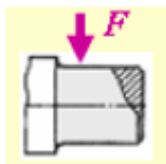
Материалы валов и осей должны хорошо обрабатываться, быть прочными и иметь высокий модуль упругости. Этим требованиям удовлетворяют углеродистые и легированные стали.

**КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВАЛОВ.**

Опорные участки вала или оси называют цапфы.

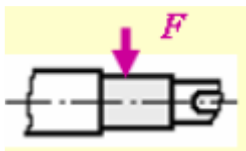
Различают 3 вида цапф:

1. шип

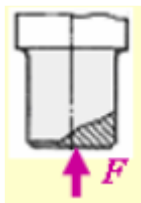


концевая цапфа (воспринимает радиальную силу)

2. шейка промежуточная цапфа



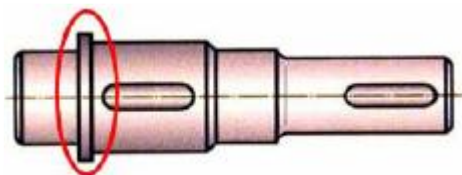
### 3. пята



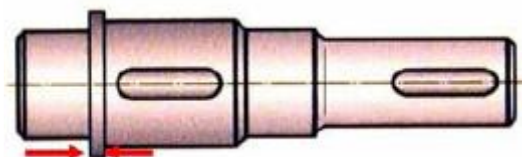
концевая цапфа (воспринимает осевую силу)

Шипы и шейки вала или оси опираются на подшипники, опорной частью для пяты является подпятник.

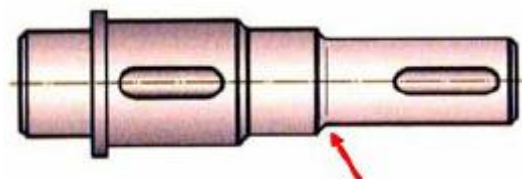
**Буртик** – кольцевое утолщение вала, составляющее с ним одно целое.



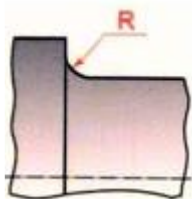
**Запечик** – переходная поверхность от одного сечения к другому, служащая для упора насаживаемых на вал или ось деталей.



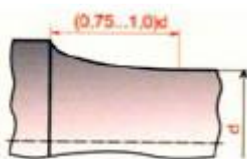
**Галтель** – криволинейная поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему.



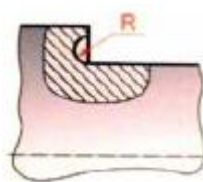
**Галтели выполняют:**



**постоянного радиуса**



**переменного радиуса**



**с поднутрением**

Переходные участки являются концентраторами напряжений. Для снижения концентрации напряжений в переходных участках выполняются разгрузочные канавки, увеличивающие радиусы галтелей.

## **РАСЧЕТ ВАЛОВ (И ОСЕЙ)**

**Расчет валов и осей производят в 2 этапа:**

1. **проектировочный расчет** производят на статическую прочность с целью ориентировочного определения диаметров вала.
2. **проверочный расчет валов** производят на сопротивление усталости и на жесткость.

## **ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ**

Проектировочный расчет выполняется условно только на кручение. т.к. изгибающие моменты могут быть определены только после проработки конструкции вала.

***При расчете определяется диаметр концевого участка вала:***

- 1) Определение диаметра выходного конца вала из условия прочности на кручение

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W} \leq [\tau]_{кр}$$

$$W = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0.2d^3$$

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau]_{\text{кр}}}} \text{ (мм); } d_{\text{в}} \approx (0.8 \dots 1) d_{\text{дв}}; \text{ нормальный ряд размеров}$$

$$[\tau]_{\text{кр}} = 10 \dots 20 \text{ МПа; промежуточный вал}$$

$$[\tau]_{\text{кр}} = 20 \dots 35 \text{ МПа; выходной конец вала}$$

2) Определяем диаметры остальных участков вала

$$d_y = d_b + (3 \dots 5) \text{ (мм)} \Rightarrow \text{согласно с манжетном}$$

$$d_n = d_y + (3 \dots 5) \text{ (мм)} = (0 \text{ или } 5)$$

$$d_k = d_n + (3 \dots 5) \text{ (мм)}$$

3) Определение линейных размеров вала

$$x = 8 \dots 15 \text{ мм}$$

$$L = b + 2x + W$$

$$W \Rightarrow f(T_{\text{max}})$$

4) Все силы действующие на вал

$$F_r \rightarrow F_{\text{риг}}$$

$$F_r \rightarrow F_{\text{цеп}}$$

$$F_r \rightarrow F_M = (50 \dots 80) \sqrt{T_1}$$

5) Раскладываем силы по плоскостям, определяем реакции в опорах

$$\sum m_{1x} = 0; -F_n f - F_t \frac{l}{2} + R_{2x} L = 0$$

$$R_{2x} = \frac{F_n f + F_t \frac{l}{2}}{L} \text{ „+“}$$

$$\sum m_{2x} = 0; -F_x (f + L) - R_{1x} L + F_t \frac{L}{2} = 0$$

$$R_{1x} = \frac{-F_x (f + L) + F_t \frac{L}{2}}{L} = \text{„-“}$$

$$\text{Проверка } \sum F_x = 0$$

$$\sum m_{1y} = 0; F_x \frac{d}{2} - F_r \frac{L}{2} - R_{2y} L = 0$$

$$R_{2y} = \frac{-F_x \frac{d}{2} + F_r \frac{L}{2}}{L} = \text{„+“}$$

$$\sum m_{2y} = 0; -R_{1y} L + F_x \frac{d}{2} + F_r \frac{L}{2} = 0$$

$$R_{1y} = \frac{F_x \frac{d}{2} + F_n \frac{L}{2}}{L} = " + "$$

6) Определяем сумму реакций в опорах

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} \quad R_1 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2}$$

7) Определяем изгибающий момент, строим эпюры изгибающих моментов

$$M_{3x}=0;$$

$$M_{1x}=F_r \cdot f$$

$$M_{4x}=R_{2x} \cdot \frac{l}{2}$$

$$M_{2x}=0$$

$$M_{3y}=0 ; M_{1y}=0$$

$$M_{2y}=0$$

$$M_{4y}^{сл} = R_{1y} \cdot \frac{L}{2}$$

$$M_{4y}^{спр} = R_{2y} \cdot \frac{L}{2}$$

8) Определение суммарного изгибающего момента

$$M_{сумм} = \sqrt{M_{4x}^2 + M_{4y}^2}$$

9) Определяем эквивалентный изгибающий момент

$$M_{эКВ} = \sqrt{M_{сумм}^2 + T^2}$$

10) Определяем диаметр вала в рассматриваемом сечении

$$\sigma_u = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{-1}]_u; W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1 d^3$$

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{M_{эКВ}}{0.1[\sigma_{-1}]_u} + 10\%}$$

сравниваем с предварительно принятым размером под колесо( $d_k$ )

## ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Проверочный расчет на сопротивление усталости производят по коэффициенту запаса прочности  $S$  в предположительно опасных сечениях.

При расчете учитывают:

- характер изменения напряжений
- влияние абсолютных размеров
- влияние концентрации напряжений
- влияние шероховатости и упрочнения поверхностей

Условное сопротивление усталости:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 S_\tau^2}} \geq [S] = 1.5 \dots 2.5$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a \varphi_\sigma \sigma_m};$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \sigma_a \varphi_\tau \sigma_m}$$

Принимаем материал вала

- 1)  $\sigma_B$ ;  $\sigma_T$   
 $\sigma_{-1} \approx 0.43 \sigma_B$   
 $\tau_{-1} \approx 0.58 \sigma_{-1}$
- 2)  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  - эффективные коэффициенты концентрации напряжения
- 3)  $\varepsilon_\sigma$  и  $\varepsilon_\tau$  масштабные \_ по нормальным и касательным напряжениям
- 4)  $\beta = 0.9 \dots 0.95$  (углеродистая сталь) – коэффициент учитывающий потери и шероховатость
- 5)  $\varphi_\sigma$  и  $\varphi_\tau = 0.5$  коэффициент учитывающий чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений
- 6) амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{сумм}}}{W}$$

$$\sigma_m = \frac{F_x}{\frac{\pi d^3 k}{4}}$$

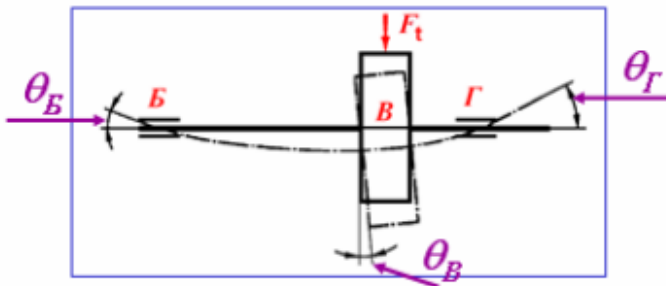
$$7) \tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2W_p}$$

если передача реверсивная то:

$$\tau_a = \tau_m = \tau_{max} = \frac{T}{W_p}$$

$S=1.3 \dots 1.5$  то необходимо проверить вал на жёсткость

Расчет валов на жесткость выполняется, когда упругие перемещения, возникающие под действием приложенных сил, могут оказать неблагоприятное влияние на работу расположенную на валу (или оси) деталей. Различную изгибную и крутильную жесткость. *Изгибную жесткость оценивают углом  $\theta$  прогиба, который определяют методами сопротивления материалов.*



*Крутильная жесткость оценивается углом закручивания на единицу длины вала и оси.*

Расчёт валов и осей на жёсткость

$$f = \frac{Fl^3}{48EI_{пр}} \leq [f] \text{ зависит от } m$$

$$I_{пр} = \frac{\pi d^4}{64}$$

Для червяка  $F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$

## РАСЧЕТ ОСЕЙ

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M}{W} \leq [\sigma]_{\text{изг}}$$

$$M = R \frac{L}{2} = \frac{FL}{4}$$

$$R = \frac{F}{2}$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma_{-1}]_{\text{изг}}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma_0]_{\text{изг}}}}$$

$$[\sigma_{-1}]_{\text{изг}} \approx [\sigma_0]_{\text{изг}}$$