

Лекция 8. Валы и оси.

1. Классификация валов и осей.
2. Элементы конструкции и материалы.
3. Расчёт валов.
4. Расчёт осей.

Вал — вращающаяся деталь машины, предназначенная для поддержания установленных на нем зубчатых колес, звездочек, шкивов и т.п. и для передачи вращающего момента. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях — дополнительно растяжение и сжатие.

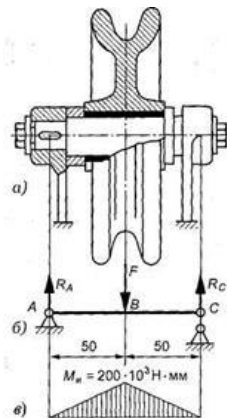


Рисунок 1. Ось блока.

Ось — деталь машины, предназначенная только для поддержания установленных на ней деталей. В отличие от вала ось не передает вращающего момента и, следовательно, не испытывает кручения. В машинах оси могут быть неподвижными, несущими на себе свободно вращающиеся детали, а подвижными, вращающимися вместе с установленными на них деталями.

Классификация

По геометрической форме валы делятся на *прямые*, *коленчатые* и *гибкие*.



Рисунок 2. Классификация по геометрической форме.

По конструкции прямые валы и оси делятся на *гладкие* и *ступенчатые*.

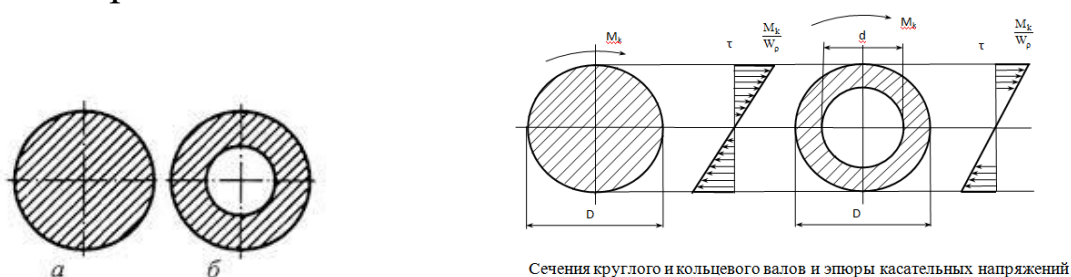
Гладкие, т.е. валы одного номинального диаметра, по всей длине обеспечивают хорошее центрирование насаживаемых деталей и имеют повышенные прочность и жесткость из-за отсутствия проточек, являющихся концентраторами напряжений; для получения требуемых посадок участки вала отличаются допусками на диаметр и шероховатостью поверхности. Для сборки насаживаемых на валы деталей необходимы специальные приспособления.

Ступенчатые валы и оси обеспечивают удобную сборку (разборку) и фиксацию насаживаемых деталей от осевого смещения. Кроме того, уступы на валах воспринимают осевую нагрузку.



Рисунок 3. Классификация по конструкции.

По типу сечения валы и оси бывают *сплошные* и *полые*. Полые валы изготавливают в основном для уменьшения массы, но из-за сложности технологии изготовления (особенно при длинных валах) применяют редко.



Сечения круглого и кольцевого валов и эпюры касательных напряжений

Рисунок 4. Классификация по типу сечения (а – сплошные, б - полые).

Вопрос 2. Элементы конструкции и материалы.

Элементы конструкции

Цапфы – участки вала или оси, лежащие в опорах (подшипниках). Концевые цапфы называют шипами, а промежуточные (расположенные в средней части вала) – **шейками**. Шипы и шейки в основном передают радиальную нагрузку.

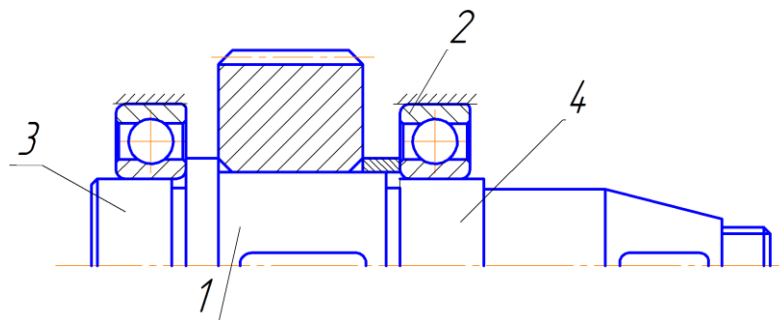


Рисунок 5. Прямой вал. 1 – вал, 2 – подшипники, 3 – шип, 4 – шейка.

Цапфу, передающую осевую нагрузку, называют **пятой**. Пяты могут быть сплошными и кольцевыми.

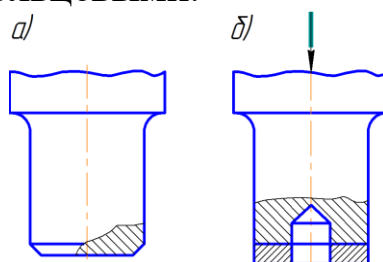


Рисунок 6. Опора вертикального вала – пяты: а – сплошная, б – кольцевая.

Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей и подшипники выполняют цилиндрическими, а концы валов – цилиндрическими или коническими. Последние облегчают установку и снятие деталей (муфт и др.) и повышают надежность соединения (можно создать любой натяг).

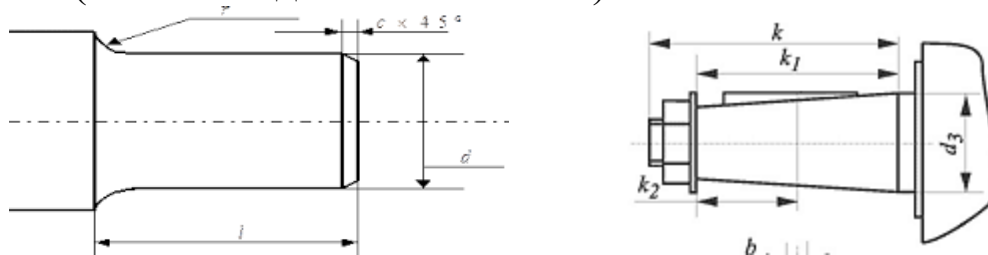


Рисунок 7. Концы валов.

Переходные участки между двумя ступенями вала и оси делают для снижения концентрации напряжений, а следовательно, для повышения сопротивления усталости вала. Их выполняют: с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга; с галтелью* постоянного радиуса; с галтелью переменного радиуса.

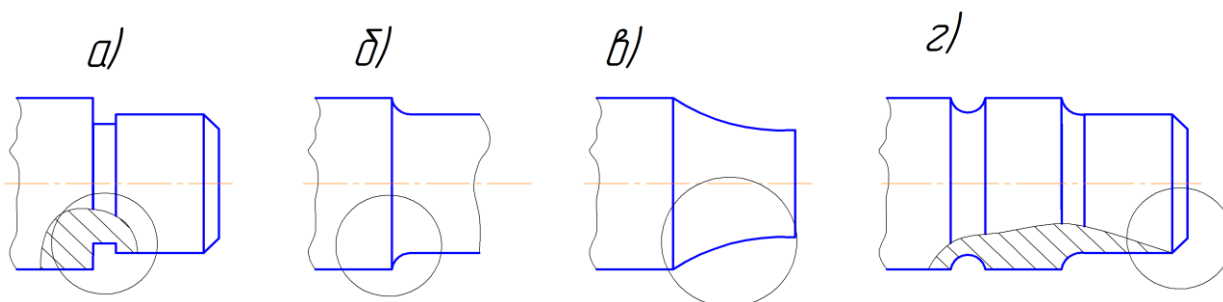


Рисунок 6 – Конструктивные разновидности переходных участков вала:
а – канавка; б – галтель; в – галтель переменного радиуса; г – фаска

Торцы валов и осей для облегчения постановки на них деталей и в цепях безопасности делают с фасками.

Материалы

Материалы валов и осей должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Прямые валы и оси обычно изготавливают из углеродистых и легированных сталей, последние применяют, для высоконагруженных валов. Валы из легированных сталей обычно подвергают термообработке. При изготовлении вала-шестерни материал вала соответствует материалу шестерни. Заготовки валов и осей – это круглый прокат или специальные поковки.

Вопрос 3. Расчет валов.

Основными критериями работоспособности и расчёта валов являются прочность, жёсткость и виброустойчивость.

Проектировочный расчёт.

Основной расчётной нагрузкой являются крутящий момент M_k и изгибающий момент $M_{и}$. Однако в начале расчёта известен лишь момент M_k . Момент $M_{и}$ можно определить только после разработки конструкции (чертежа) вала.

Проектировочный расчет вала выполняют как условный расчет только на кручение в целях ориентировочного определения посадочных диаметров. При этом определяют обычно диаметр выходного конца вала, который испытывает одно кручение.

Формула проектировочного расчёта:

$$d \geq \sqrt[3]{M_k / (0.2[\tau_k])} \quad (1)$$

где M_k - крутящий момент в расчётном сечении вала, Нм, равный вращающему моменту.

$[\tau_k] = 12 \dots 25$ МПа - условное допускаемое напряжение при кручении. Низкие значения $[\tau_k]$ компенсируют неучтенные напряжения изгиба, характер нагрузки и концентрацию напряжений.

Полученное значение d округляют до ближайшего большего из стандартного ряда (мм): 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 и далее через 10мм и получаю значение диаметра выходного конца вала d_v .

По выбранному d_v с учётов удобства сборки и фиксирования деталей на валу в осевом направлении назначают остальные посадочные диаметры вала. Диаметры вала под подшипники качения

принимают с учётом размещения на них подшипников заданной долговечности и в соответствии со стандартными диаметрами их внутренних колец:

$$d_{\Pi} = d_{\text{в}} + (5 \dots 10) \text{мм} \quad (2)$$

Диаметр d_{Π} для подшипников для подшипников с посадочным диаметром более 17 мм должен быть кратен 5.

Если выходной конец ведущего вала соединяется муфтой с валом электродвигателя диаметром $d_{\text{эл}}$, то обычно принимают:

$$d_{\text{в}} = (0,8 \dots 1,0) d_{\text{эл}} \quad (3)$$

После определения посадочных диаметров вала, исходя из размеров насаживаемых на вал деталей и условий компоновки, устанавливают длину вала, места концентрации напряжений (шпоночные канавки, галтели и т.д.), назначают шероховатость поверхностей. Составляется расчетная схема вала и наносятся действующие нагрузки. Принимают, что напряжение изгиба меняется по симметричному циклу, а напряжение кручения - по отнулевому и выполняют проверочный расчёт полученной конструкции вала.

Проверочный расчёт.

Валы при работе испытывают переменные напряжения, поэтому проверочный расчёт их выполняют на усталость, а также на статическую прочность и жёсткость.

Расчет на усталость сводится к проверке выполнения условия:

$$s = s_{\sigma} s_{\tau} / \sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2} \geq [s] \quad (4)$$

где s - расчетный (действительный) коэффициент запаса прочности в опасном сечении вала.

$[s] \geq 1,5 \dots 2,5$ - допускаемый коэффициент запаса прочности для валов передач.

s_{σ} - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям.

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_{\vartheta} + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (5)$$

где σ_{-1} - предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба. Для углеродистых конструкционных сталей $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_{\text{в}}$; для легированных $\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_{\text{в}} + (70 \dots 120) \text{МПа}$.

k_{σ} - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений.

ε_{σ} - масштабный фактор для нормальных напряжений.

β - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности. При $R_a = 0,32 \dots 2,5$ мкм принимают $\beta = 0,97 \dots 0,90$.

σ_{ϑ} - амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба $\sigma_{\text{и}}$ в рассматриваемом сечении.

σ_m - среднее напряжение цикла нормальных напряжений. Если осевая нагрузка на вал отсутствует или пренебрежительно мала, то принимаем $\sigma_m = 0$; в противном случае

$$\sigma_m = \frac{F_a}{\frac{\pi d^2}{4}}. \quad (6)$$

Коэффициент

$$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}, \quad (7)$$

для углеродистых сталей, имеющих $\sigma_B = 650 \dots 750$ МПа принимают $\psi_{\sigma} = 0,2$; для легированных сталей $\psi_{\sigma} = 0,25 \dots 0,3$.

s_{τ} - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям,

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}\beta}\tau_{\vartheta} + \psi_{\tau}\tau_m} \quad (8)$$

τ_{-1} - предел выносливости стали при симметричном цикле кручения; для конструкционных сталей принимают $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$,

k_{τ} - эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений.

ε_{τ} - масштабный фактор для касательных напряжений.

β - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности. При $R_a = 0,32 \dots 2,5$ мкм принимают $\beta = 0,97 \dots 0,90$.

τ_{ϑ} - амплитуда цикла касательных напряжений, равная наибольшему напряжению кручения $\tau_{\text{к}}$ в рассматриваемом сечении.

τ_m - среднее напряжение цикла касательных напряжений.

τ_{ϑ} и τ_m - определяют в предположении, что напряжения кручения изменяются по отнулевому циклу, т.е.

$$\tau_{\vartheta} = \tau_m = 0,5\tau_{\text{max}} = \frac{0,5T}{W_{\text{к}}}, \quad (9)$$

где $W_{\text{к}}$ - момент сопротивления кручению.

При частом реверсе полагают

$$\tau_{\vartheta} = \frac{T}{W_{\text{к}}}; \quad \tau_m = 0. \quad (10)$$

Упрощенный проверочный расчет на усталость проводят в предположении, что нормальные напряжения (изгиба) и касательные напряжения (кручения) меняются по симметричному циклу.

Одновременное действие крутящего и изгибающего моментов рассчитывается по гипотезе наибольших касательных напряжений:

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_{\text{И}}^2 + M_{\text{К}}^2} \quad (11)$$

или по гипотезе энергии формоизменения:

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_{\text{И}}^2 + 0,75M_{\text{К}}^2} \quad (12)$$

где $M_{\text{И}}$ - суммарный изгибающий момент, геометрическая сумма изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$M_{\text{И}} = \sqrt{(M_{\text{И}}^{\Gamma})^2 + (M_{\text{И}}^{\text{В}})^2} \quad (13)$$

$M_{\text{К}}$ - крутящий момент вала.

Условие сопротивления усталости:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1d^3} \leq [\sigma_{-1\text{И}}] \quad (14)$$

где $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ - эквивалентные напряжения в сечении; $M_{\text{ЭКВ}}$ - эквивалентный момент в сечении; d - диаметр вала в сечении; $[\sigma_{-1\text{И}}]$ - допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле изменения напряжений.

В большинстве случаев ограничиваются упрощенным проверочным расчетом.

Для повышения сопротивления усталости валов необходимо уменьшать концентрацию напряжений, создавать оптимальную шероховатость поверхности и применять поверхностное упрочнение: цементацию, азотирование, закалку ТВЧ, дробеструйный наклёп и т.д.

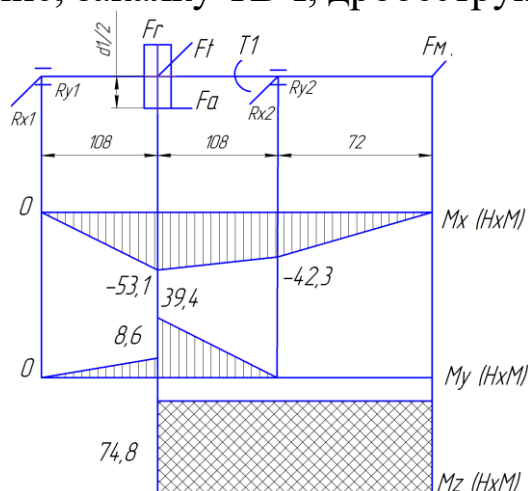


Рисунок 7. Схема нагружения вала.

Расчёт на статическую прочность ведётся для предупреждения пластических деформаций при кратковременных перегрузках

(например, в период пуска) по известной зависимости, вытекающей из третьей теории прочности (Кулон, 1773 г)

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (15)$$

или

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{к}}^2} \quad (16)$$

$$\text{где } \sigma = M_{\text{и}}/W_{\text{ос}} + N/A \quad \tau_{\text{к}} = M_{\text{к}}/W_{\text{р}} \quad (17)$$

σ - нормальные напряжения;

$\tau_{\text{к}}$ - напряжения кручения;

$M_{\text{и}}$ и $M_{\text{к}}$ – изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при перегрузке;

$W_{\text{ос}}$ – осевой момент сопротивления при изгибе;

$W_{\text{р}}$ – полярный момент сопротивления при кручении;

N – нормальная сила;

A – площадь поперечного сечения.

Расчёт на жёсткость производят, если упругие перемещения вала влияют на работоспособность связанных с ним деталей (например, длинные валы, ходовые винты и шпиндели станков, валы коробок передач и др.).

Для обеспечения требуемой жёсткости вала выполняют его расчёт на изгибную и крутильную жёсткость. Требуемая изгибная жёсткость определяется условиями правильной работы зубчатых передач и подшипников. Под действием нагрузок возникают прогибы валов и повороты их сечений под зубчатыми колёсами и в подшипниках.

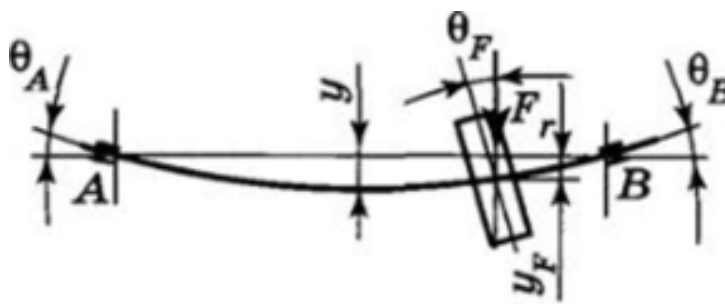


Рисунок 8. Прогиб вала под действием нагрузки.

Прогиб вала y_F и его поворот θ_F под зубчатым колесом приводит к увеличению межосевого расстояния передачи, вызывает перекос колеса, повышенную концентрацию напряжений по ширине зубчатого венца и, как следствие, усиленный износ и даже излом зубьев.

Поворот вала (угол наклона цапф Θ_A и Θ_B) в подшипниках вызывает неравномерное распределение нагрузки по их ширине и особенно по длине роликов, что может вызвать защемление тел качения и крошечное разрушение роликов.

Изгибная жёсткость оценивается значениями y_F и Θ . Условия обеспечения требуемой изгибной жесткости вала:

$$y_F \leq [y_F] \text{ и } \Theta \leq [\Theta] \quad (18)$$

Значение допускаемых прогибов $[y_F]$ и углов наклона $[\Theta]$ зависят от назначения вала.

Для валов передач под зубчатым колесом принимают:

$$[y_F] = (0,01 \dots 0,03)m \quad (19)$$

m - модуль, мм

$$[\Theta] = 0,001 \text{ рад} \quad (20)$$

Допускаемый угол наклона цапф:

$$[\Theta] = 0,005 \text{ рад в шарикоподшипниках} \quad (21)$$

$$[\Theta] = 0,0016 \text{ рад в роликоподшипниках} \quad (22)$$

Обычно валы редуктора на жёсткость не проверяют, так как расстояние между опорами сравнительно невелико. Исключение представляет червячный вал, проверка которого на жёсткость обязательна.

Вопрос 4. Расчёт осей.

Оси работают как поддерживающие детали и поэтому нагружены только изгибающими нагрузками. Действие растягивающих и сжимающих сил не учитывают. Проектировочный расчет осей на статическую прочность выполняют аналогично расчету балок с шарнирными опорами обычными методами сопротивления материалов, задаваясь при этом длинами участков осей в зависимости от конструкции узла.

Расчет неподвижных осей ведут в предположении изменения напряжений изгиба по отнулевому циклу — самому неблагоприятному из всех знакопостоянных циклов. Для осей, изготовленных из среднеуглеродистых сталей марок Ст5, Ст6, 45 и др., допускаемое

напряжение изгиба $[\sigma_{\text{и}}] = 100 \dots 160 \text{ Н/мм}^2$. Меньшие значения рекомендуются при значительных концентрациях напряжений.

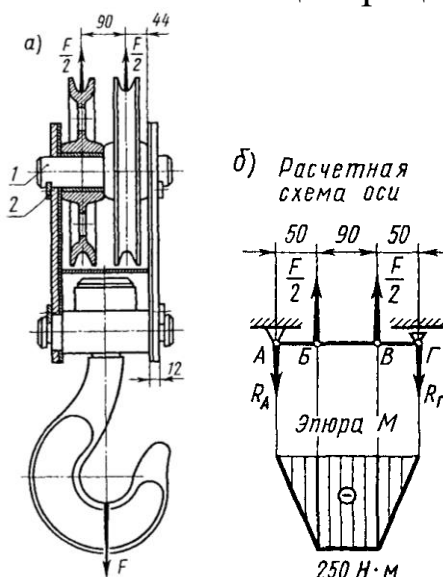


Рисунок 9. Подвеска крюка. 1 – неподвижная ось; 2 – планка стопорная.

Напряжения во вращающихся осях изменяются по симметричному циклу, для них принимают $[\sigma_{\text{и}}] = \sigma_{-1}/[s]$.

σ_{-1} - предел выносливости материала оси;

$[s]$ - коэффициент запаса прочности принимают $[s] \approx 1,7$.

Ось рассматривают как двухопорную балку, свободно лежащую на двух опорах и нагруженную сосредоточенными силами, вызывающими изгиб.

По конструкции оси составляют расчётную схему (рис 9 б). Определяют реакции опор и методом сечений строят эпюру изгибающего момента. Устанавливают опасное сечение, для которого определяют диаметр оси из условия её прочности на изгиб:

$$d \geq \sqrt[3]{M_{\text{и}}/(0,1[\sigma_{\text{и}}])} \quad (23)$$

Если ось в расчетном сечении имеет шпоночную канавку, то полученный диаметр увеличивают на 10% и округляют до ближайшего большего стандартного значения.