

Лекция № 10

Валы и оси.

Классификация валов и осей. Материалы валов и осей. Конструктивные формы валов и осей. Коленчатые и гибкие валы.

Проектный и проверочный расчет валов и осей.

НАЗНАЧЕНИЕ. РАЗНОВИДНОСТИ. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ

Вал предназначен для поддержания размещенных на нем зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей машин, а также для передачи крутящего момента. Некоторые валы (гибкие, карданные, торсионные) не поддерживают вращающиеся детали. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а иногда дополнительно растяжение и сжатие. Ось предназначена лишь для поддержания размещенных на ней деталей и подвергается только изгибу. В отличие от вала ось не передает крутящий момент. Оси могут быть неподвижными или вращающимися (рис. 10.1).

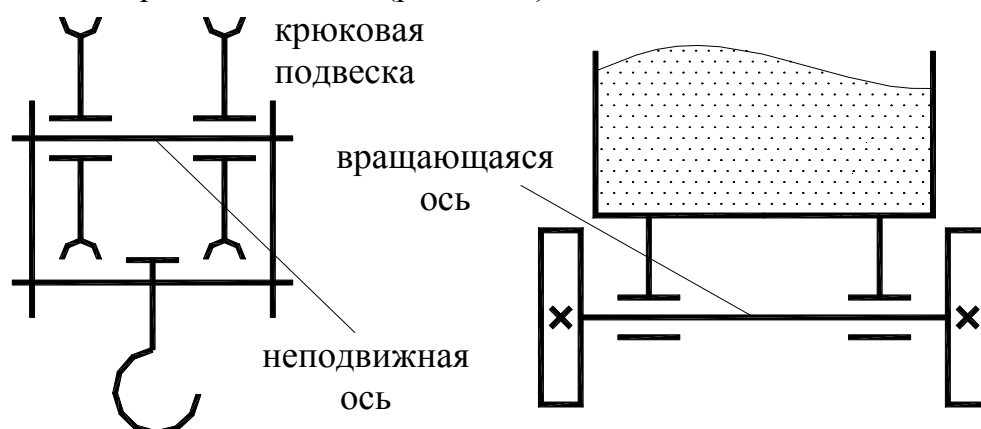


Рис. 10.1. Виды осей

По геометрической форме валы бывают прямые, коленчатые и гибкие.

По форме сечения различают: цилиндрические валы сплошного сечения, цилиндрические полые, шлицевые и с нарезанными зубьями.

По конструкции валы бывают постоянного диаметра и ступенчатые. Валы постоянного диаметра имеют повышенную прочность из-за отсутствия концентраторов напряжений. Ступенчатые валы более распространены, т.к. обеспечивают более удобную сборку и фиксацию деталей.

Валы, которые кроме деталей передач несут рабочие органы машины, называются коренными. Коренной вал станков с вращательным движением инструмента или изделия называется шпинделем. Вал, распределяющий механическую энергию по отдельным рабочим машинам, называется трансмиссионным. В отдельных случаях валы изготавливают как одно целое с цилиндрической или конической шестерней (вал-шестерня) или с червяком (вал-червяк).

Вращающиеся оси, как и валы, устанавливаются в подшипниках. Примером вращающихся осей могут служить оси железнодорожного подвижного состава, примером невращающихся – оси передних колес автомобиля.

Вращающиеся оси даже при неизменной внешней нагрузке работают в тяжелых условиях циклически изменяющегося напряженного состояния, но они удобны в эксплуатации, так как допускают применение нормальных (выносных) подшипников.

Неподвижные оси обычно работают в более благоприятных условиях при постоянных или мало изменяющихся напряжениях, но для них требуются более сложные и менее удобные в эксплуатации подшипники, встроенные в насаживаемые на оси детали.

Нагрузки, воспринимаемые осями и валами, передаются на корпус или станины машины через опорные устройства – подшипники. Опорные части вала или оси называются цапфами. Они подразделяются на шипы, шейки и пяты (рис. 10.2).

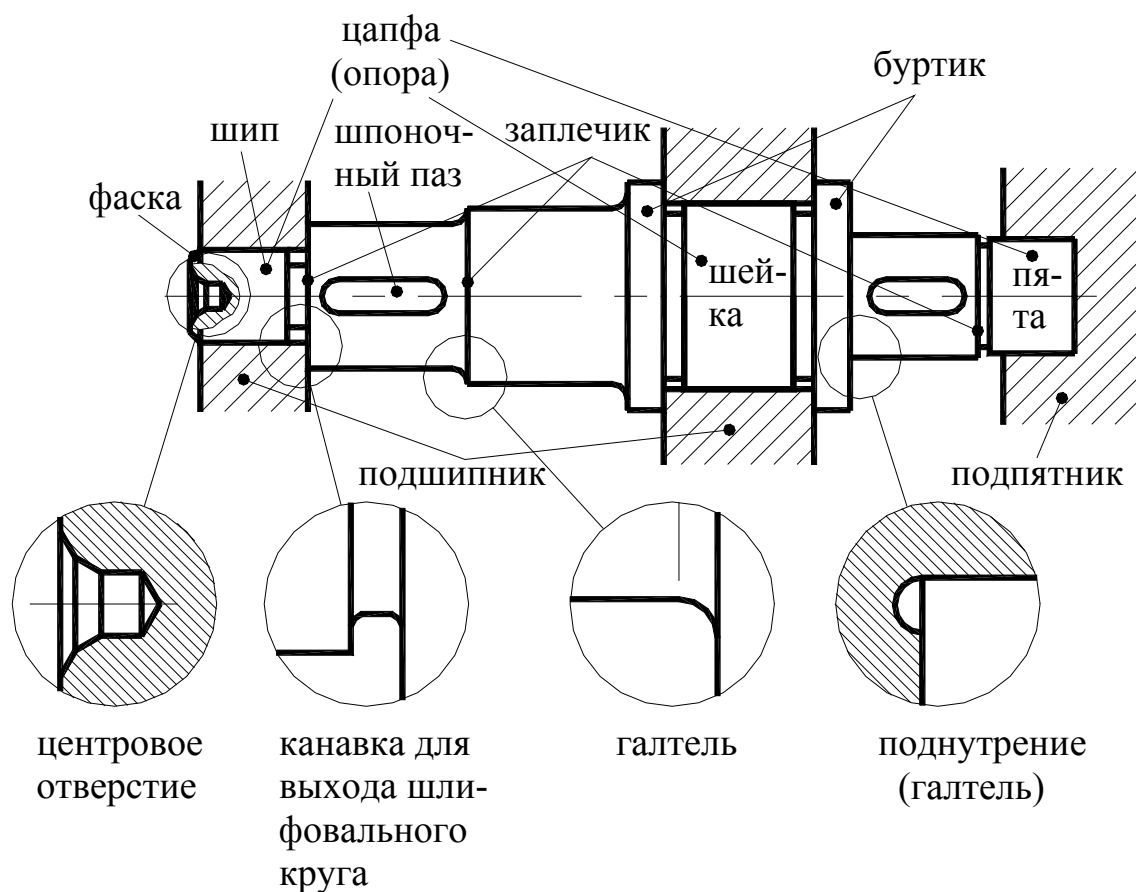


Рис. 10.2. Элементы вала

Шипом называется цапфа, расположенная на конце вала или оси и передающая преимущественно радиальную нагрузку.

Шейкой называется цапфа, расположенная в средней части вала или оси. Пятой называют цапфу, передающую осевую нагрузку. По форме цапфы могут быть цилиндрическими, коническими, шаровыми и плоскими (пяты). Шипы и шейки вала опираются на подшипники, опорной частью для пяты является подпятник. Кольцевое утолщение вала, составляющее с ним одно

целое, называется буртиком. Переходная поверхность от одного сечения к другому, служащая для упора насаживаемых на вал деталей, называется заплечиком.

Для уменьшения концентрации напряжений и повышения прочности переходы в местах изменения диаметра вала или оси делают плавными. Криволинейную поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему называют галтелью. Галтели бывают постоянной и переменной кривизны. Галтель вала, углубленную за плоскую часть заплечика, называют поднутрением.

Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров нередко выполняют с полукруглой канавкой для выхода шлифовального круга. Торцы осей и валов и их ступеней выполняют с конусными фасками. Шпоночные канавки по длине вала следует располагать по одной линии. Это упрощает фрезерование канавок и технологию сборки узла.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ. РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ВАЛА

Валы и вращающиеся при работе оси 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.

Для окончательного расчета вала необходимо знать его конструкцию, тип и расположение опор, места приложения внешних нагрузок. Вместе с тем подбор подшипников можно осуществить только тогда, когда известен диаметр вала. Поэтому расчет валов выполняется в два этапа: предварительный (проектный) и окончательный (проверочный). Для упрощения расчета вала составляется расчетная схема.

Вал рассматривают как балку, лежащую на опорах.

Нагрузку от насаженной детали заменяют сосредоточенной силой в середине ступицы или двумя силами на расстоянии $l = (0.2-0.3)l_{ст}$ от ее краев.

Условные опоры размещают в соответствии с их конструкцией и характером передаваемой нагрузки, усилий растяжения–сжатия и силы трения в опорах (при необходимости).

Собственную массу вала и деталей не учитывают.

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Проектный расчет производится только на кручение, причем для компенсации напряжений изгиба и других неучтенных факторов принимают значительно пониженные значения допускаемых напряжений кручения, напри-

мер для выходных участков валов редукторов $[\tau_k] = (0.025 - 0.03)\sigma_B$, где σ_B – временное сопротивление материала вала. Тогда диаметр вала определится как

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0.2[\tau'_k]}}$$

где T_k – крутящий момент, возникающий в расчетном сечении вала и обычно численно равный передаваемому вращающему моменту T ; $[\tau'_k]$ – допускаемое напряжение на кручение.

Для валов из сталей Ст5, Ст6, 45 принимают: при определении диаметра выходного конца $[\tau'_k] = 20-25$ МПа; при определении диаметра промежуточного вала под шестерней $[\tau'_k] = 10-20$ МПа. Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного.

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

После установления диаметра выходного конца вала назначается диаметр цапф вала (несколько больше диаметра выходного конца) и производится подбор подшипников. Диаметр посадочных поверхностей валов под ступицы насаживаемых деталей для удобства сборки принимают больше диаметров соседних участков. В результате этого ступенчатый вал по форме оказывается близок к брусу равного сопротивления.

После разработки конструкции вала и компоновки узла выполняют проверочные расчеты, основным из которых является расчет на сопротивление усталости, дополняемый в некоторых случаях расчетами на статическую прочность, жесткость и колебания.

. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

Упрощенный проверочный расчет валов на усталость исходит из предположения, что не только нормальные, но и касательные напряжения изменяются по симметричному (наиболее неблагоприятному) циклу. Этот вид расчета дает неточность на несколько процентов в сторону увеличения запаса прочности вала. Условие сопротивления усталости имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_{\text{экв}}}{0.1d^3}} \leq [\sigma_{-1н}],$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентное напряжение в проверяемом сечении; $M_{\text{экв}}$ – эквивалентный момент; d – диаметр вала в этом сечении; $[\sigma_{-1н}]$ – допускаемое напряжение на изгиб при симметричном цикле изменения напряжений.

Расчетный диаметр вала в проверяемом сечении определяется по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0.1[\sigma_{-1н}]}}$$

и сравнивается с принятым при конструировании вала диаметром. Если проверяемое сечение вала ослаблено шпоночной канавкой, то расчетный диаметр вала следует увеличить на 7-10 %.

Приведенные для проектного и проверочного расчета валов формулы и рекомендации используются и для расчета осей с учетом только нормальных напряжений изгиба, так как $T = 0$.

Уточненный проверочный расчет валов на усталость исходит из предположения, что нормальные напряжения изменяются по симметричному, а касательные – по асимметричному циклу. Этот расчет заключается в определении фактического коэффициента запаса прочности в предположительно опасных сечениях с учетом характера изменения напряжений, влияния абсолютных размеров деталей, концентрации напряжений, шероховатости и упрочнения поверхностей и проводится в следующей последовательности:

1. Определяют силы, действующие на шкивы, зубчатые колеса и т.д.
2. Если силы действуют в разных плоскостях, то их раскладывают на вертикальные и горизонтальные составляющие.
3. В двух взаимно-перпендикулярных плоскостях определяют опорные реакции.
4. В двух взаимно-перпендикулярных плоскостях строят эпюры изгибающих моментов.
5. Определяют результирующие изгибающие моменты в предположительно опасных сечениях вала:

$$M_{и} = \sqrt{M_{иг}^2 + M_{ив}^2},$$

где $M_{иг}$ и $M_{ив}$ – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

6. Строят эпюру крутящего момента T_k .
7. Определяют для предположительно опасных сечений коэффициенты запаса прочности:

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

где s_{σ} , s_{τ} – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям; $[s]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, для валов передач $[s] \geq 1.3$.

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

. РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

В случае возможности возникновения кратковременных пиковых нагрузок для предупреждения остаточных деформаций проводится проверочный расчет на статическую прочность по условию

$$\sigma_{\text{экр макс}} = K_{\text{п}} \sigma_{\text{экр}} \leq \sigma_{\text{T}} / [s_{\text{T}}],$$

где K_n – коэффициент перегрузки, равный отношению максимального момента двигателя к его номинальному значению (при наличии предохранительного устройства K_n зависит от момента, при котором срабатывает это устройство); σ_T – предел текучести материала; $[s_T]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по пределу текучести. Обычно принимают $[s_T] = 1.2-1.8$.

. РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ НА ЖЕСТКОСТЬ

Под действием приложенных активных и реактивных сил валы изгибаются и скручиваются. Максимальный прогиб вала или оси называется стрелой прогиба и обозначается через f . Деформация кручения вала характеризуется углом закручивания φ .

В результате прогиба и поворота сечений вала изменяется взаимное положение зубчатых венцов передач и элементов подшипников, что вызывает неравномерность распределения нагрузок по ширине венцов зубчатых колес и длине подшипников скольжения, перекос колец подшипников качения. Деформация кручения валов вызывает неравномерность распределения нагрузки по длине шлицев в шлицевых соединениях, по длине венцов валов–шестерен, она может быть причиной потери точности ходовых винтов токарно–винторезных станков и причиной возникновения крутильных колебаний валов.

Деформация валов мало влияет на работу ременных и цепных передач, поэтому валы таких передач на жесткость не проверяют. Короткие валы, например валы редукторов, на жесткость обычно не проверяют, так как прогибы и углы закручивания таких валов невелики и жесткость их обеспечена.

Условия жесткости валов записывают следующим образом:

$$Y \leq [Y]; \quad f \leq [f]; \quad \Theta \leq [\Theta]; \quad \varphi_{00} \leq [\varphi_{00}].$$

Здесь $[Y]$ – допускаемый прогиб, $[Y] \approx 0.01m$, где m – модуль зацепления (рис. 12.3);

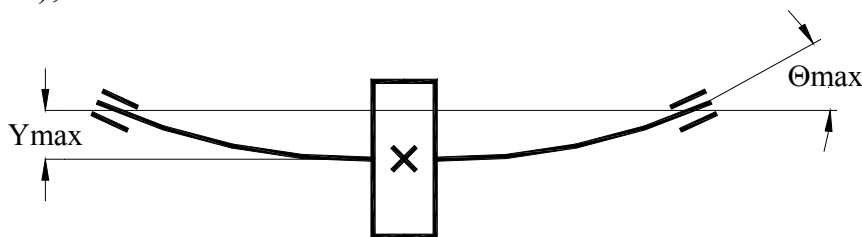


Рис. 12.3. Прогиб вала

$[f]$ – допускаемая стрела прогиба (для валов общего назначения в станкостроении $[f] \leq 0.0003 l$, где l – длина пролета); $[\Theta]$ – допускаемый угол сечения вала (для подшипников скольжения $[\Theta] = 0.001$ рад, для подшипников качения $[\Theta] = 0.05$ рад; для сечений в опорах валов зубчатых передач $[\Theta] = 0.001$ рад); $[\varphi_{00}]$ – допускаемый угол закручивания вала ($[\varphi_{00}] = 0.25-1$ град/м и зависит от требований и условий работы конструкций).

Условие жесткости осей записывается так:

$$f \leq [f],$$

где $[f] \leq 0.002 l$, где l – расстояние между опорами.

. 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. Коленчатые валы из-за своей сложной формы и действия на них при работе значительных динамических нагрузок часто изготавливают литьем из чугуна, т.к. чугун легче и дешевле стали, обладает хорошими литейными свойствами и высокой демпфирующей способностью.

Для валов и осей без термообработки применяют стали Ст5, Ст6; для валов с термообработкой – стали 45, 40Х. 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.

ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы и вращающиеся оси монтируют на опорах, которые определяют положение вала или оси, обеспечивают вращение, воспринимают нагрузки и передают их основанию машины. Основной частью опор являются подшипники, которые могут воспринимать радиальные, радиально–осевые и осевые нагрузки; в последнем случае она называется подпятником, а подшипник носит название упорного.

Подшипники вращающихся осей некоторых транспортных средств (например, железнодорожных вагонов) с преобладающей вертикальной нагрузкой называют буксами.

По принципу работы различают подшипники скольжения, в которых цапфа вала скользит по опорной поверхности, и подшипники качения, в которых между поверхностью вращающейся детали и опорной поверхностью расположены тела качения.

От качества подшипников в значительной степени зависит работоспособность, долговечность и КПД машин.