

Лекция 7. Валы и оси. Подшипники скольжения

1. Конструкция валов и осей

Валы служат для поддержания вращающихся вместе с ними деталей машин и передачи вращающего момента от детали к детали. В сечениях вала возникают, главным образом, изгибающие моменты, обусловленные нагрузкой на детали, а в сечениях, расположенных между деталями, – еще и крутящий момент. *Ось* отличается от вала тем, что она не передает вращающий момент, а служит лишь для поддержания деталей. Сама ось может вращаться вместе с деталями, а может и покоиться. Вал всегда вращается. Соответственно этому, оси испытывают только деформацию изгиба, валы же работают на изгиб с кручением.

По назначению валы делят на *коренные, передаточные и трансмиссионные*. Коренные (основные) валы непосредственно передают или воспринимают работу двигателя. Передаточные валы являются одновременно ведущими и ведомыми, на них устанавливают зубчатые колеса, звездочки, шкивы и другие детали передач. Трансмиссионные валы не несут на себе вращающихся деталей, они предназначены для передачи работы двигателя исполнительным органам машины.

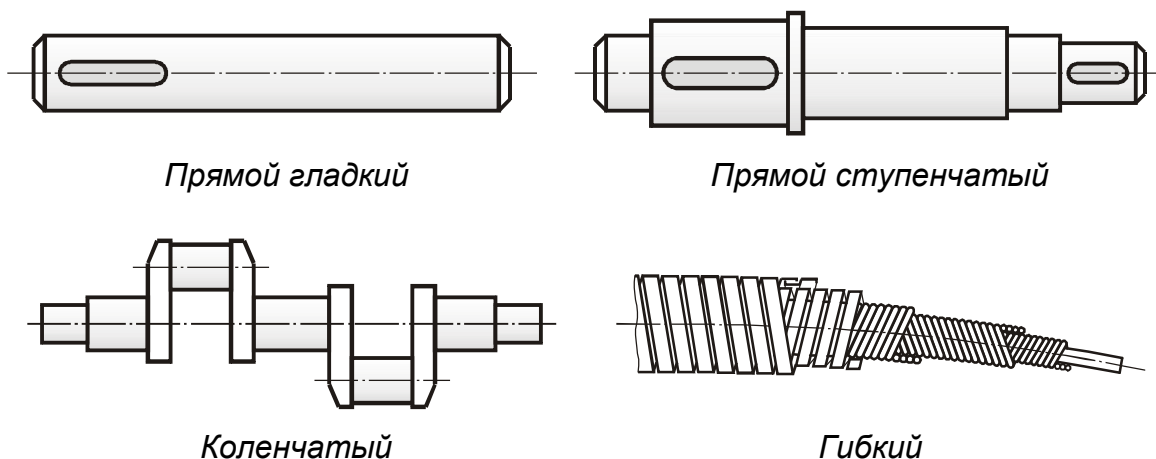
По конструкции различают следующие валы и оси:

- *прямые*, с прямолинейной геометрической осью;
- *коленчатые*, представляющие собой валы с совмещенными кривошипами и являющиеся коренными валами кривошипно-ползунных передач поршневых машин;

- *гибкие*, позволяющие передавать вращение под углом. Такие валы напоминают басовые струны музыкальных инструментов и состоят из прямой проволоки (керн), окруженной несколькими соосными слоями витой проволоки. Имея малую жесткость на изгиб, гибкие валы обладают высокой жесткостью при кручении;

- *сплошные и полые*. Полые валы применяют в случаях, когда по оси вала требуется пропустить другую деталь, подвести смазку, а также для уменьшения веса;

- *гладкие и ступенчатые*. Ступенчатая форма более рациональна в прочностном отношении, так как более нагруженным участкам соответствуют сечения большей площади. На таких валах легче фиксировать детали. Недостатками ступенчатых валов являются большие отходы в виде стружки при обработке, а также неизбежная концентрация напряжений в местах перехода с участка на участок, поскольку такие переходы не всегда удается сделать плавными (необходимо предусмотреть различные буртики, канавки для выхода шлифовального круга, отверстия). Отдельные участки вала могут иметь *круглые, шлицевые или граненые* сечения. Для окружной фиксации деталей на круглых цилиндрических участках выполняют шпоночные пазы. При малых радиальных размерах деталей, чтобы излишне не ослаблять вал, их изготавливают как одно целое с валом, например, валы-шестерни некоторых зубчатых редукторов.



Также валы и оси по числу и расположению опор делят на:

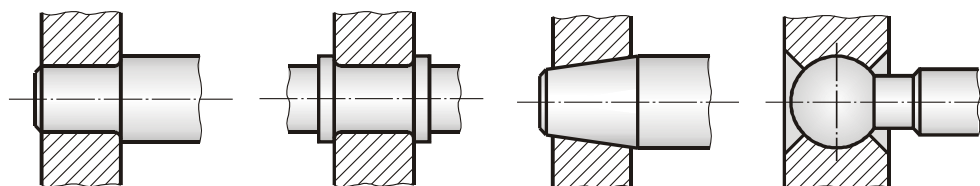
- *консольные*, имеющие хвостовые участки, выступающие за опоры;
- *двухопорные* и *многоопорные*.

Для соединения узлов и агрегатов между собой используют валы, передающие только вращающий момент. Такие валы получили название *торсионных*.

При производстве валов используют преимущественно углеродистые стали марок 25, 30, 35, 40 и 45. Последняя применяется особенно часто. Также применяют стали 20 и 20Х, допускающие цементацию цапф под подшипники скольжения быстроходных валов, и сталь Ст5 без термообработки. Для ответственных конструкций применяют термически обработанные легированные стали 40ХН, 30ХГТ и др.

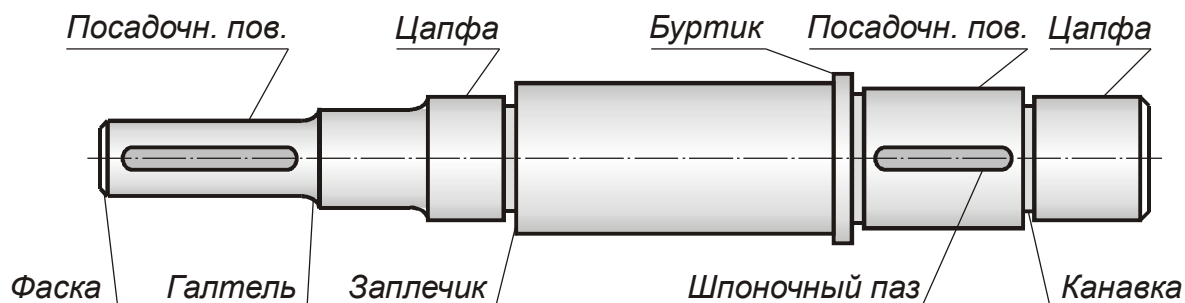
Конструктивные элементы валов и осей. Основными элементами валов и осей являются *цапфы*, *посадочные поверхности* и *переходные участки*.

Цапфами называют опорные части валов и осей, которые делят на концевые цапфы – *шипы* и цапфы, и расположенные на расстоянии от концов вала – *шейки*. Шипы и шейки передают опорам только радиальную нагрузку. Цапфа, передающая осевую нагрузку, называется *пятой*, независимо от ее расположения на валу. Соответственно этому, сами опоры называют подшипниками или подпятниками. Форма опорных поверхностей цапф, работающих в подшипниках скольжения, может быть цилиндрической, конической или сферической. Наиболее распространена цилиндрическая форма. Цапфы под подшипники качения также имеют цилиндрическую форму.



Цапфы под подшипники скольжения

На посадочных поверхностях валов и осей устанавливают вращающиеся детали: шкивы, колеса, рукояти и др. В большинстве случаев эти поверхности выполняют цилиндрическими, реже коническими. Для фиксации деталей на валу используют шпонки, шлицы, упорные буртики, заплечики, стопорные кольца, распорные втулки и т. п.



Переходные участки выполняют плавным переходом – *галтелью* или переходом со скругленной канавкой. Галтели используют с целью снижения концентрации напряжений в местах резкого изменения диаметра вала. Канавки, или выточки, служат для выхода шлифовального круга и обеспечивают правильное базирование деталей по торцевым поверхностям, исключая перекосы, зазоры и др. Торцы валов выполняют с фасками, что делает монтаж вала и устанавливаемых на нем деталей более легким и безопасным.

Концентраторы напряжений. Резкое изменение геометрии вала в районе буртиков, канавок, шпоночных пазов, отверстий влечет увеличение напряжений на поверхности вала в этой области. При статических нагрузках местное превышение напряжений сверх допустимых не является опасным и ведет лишь к местному упрочнению материала вала. В случае циклически изменяющихся нагрузок в области концентрации напряжений зарождаются и развиваются усталостные трещины, приводящие к разрушению вала через определенный период времени. Гладкие валы лишены этого недостатка, но они более массивны, к тому же на них сложнее фиксировать детали. С целью снижения концентрации напряжений радиусы закруглений галтелей и канавок принимают по возможности большими, а глубину канавок стремятся уменьшить.

2. Критерии работоспособности валов и осей.

Нагрузки, действующие на валы

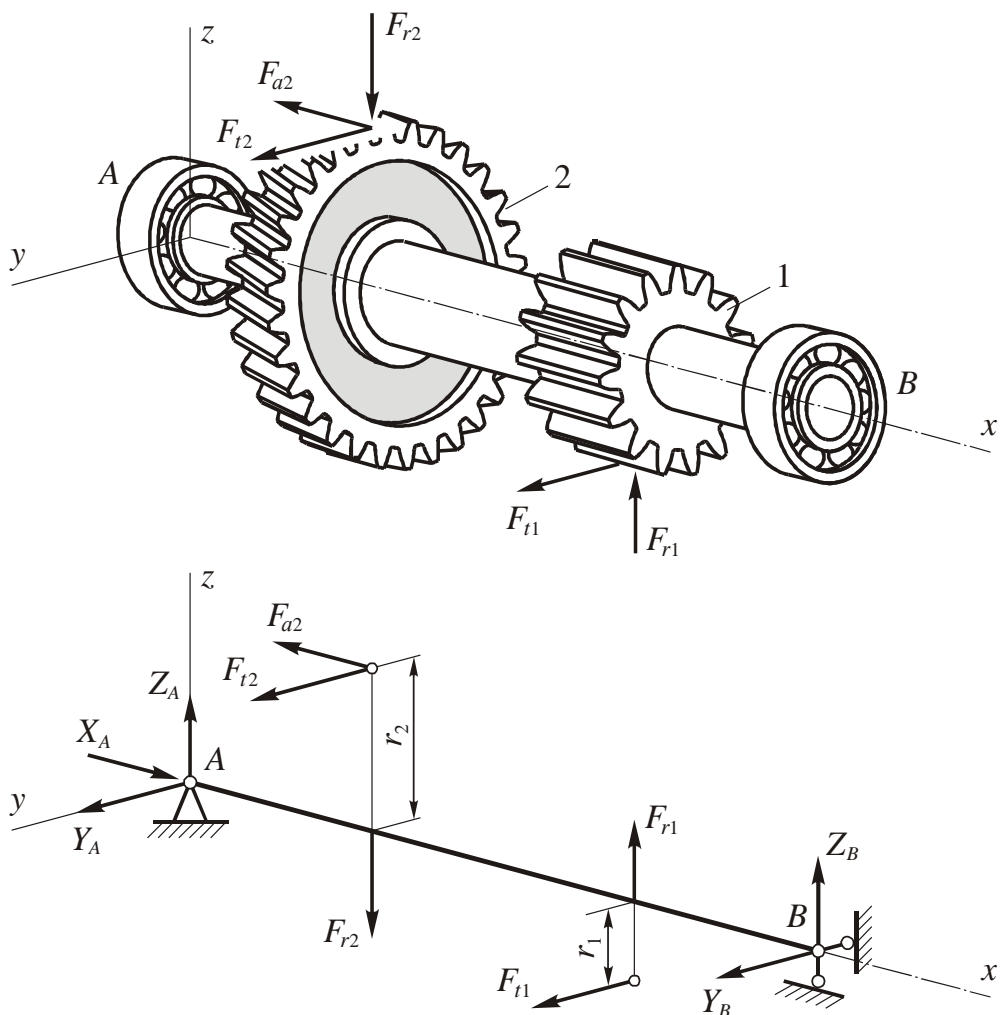
Основными критериями работоспособности валов и осей являются *статическая* и *усталостная прочность*. В отдельных случаях валы рассчитывают также на *жесткость* и *колебания*.

Для вращающихся осей и валов основным является расчет на сопротивление усталости, т. е. на усталостную прочность. На статическую проч-

ность рассчитывают неподвижные оси, в которых возникают постоянные напряжения, а также валы, работающие с большими перегрузками, например при пуске машины. Основной целью расчета является предупреждение пластических деформаций в период действия пиковых нагрузок.

Расчетная модель вала. Для установления нагрузок на валы и упрощения расчета внутренних силовых факторов используют балочную модель. Принципы ее введения сводятся к следующему:

1. Вал рассматривают как балку, шарнирно закрепленную в местах установки подшипников.



Вал и его расчетная балочная модель

2. При расчете учитывают нагрузку, действующую на вал со стороны установленных на нем деталей и реакции опор. Указанная нагрузка носит распределенный характер, но с целью упрощения ее заменяют сосредоточенными силами. Собственную массу вала и деталей не учитывают (кроме как при расчете быстроходных валов на колебания).

3. Силы радиального направления переносят вдоль линии их действия на ось балки. Силы окружного и осевого направлений чаще оставляют в точ-

ках их изначального приложения или, что менее удобно, приводят к оси балки с добавлением соответствующих моментов.

4. Для вала, установленного на подшипниках радиального типа, опоры модели располагают посередине колец шариковых подшипников либо на 1/3 от внутренних торцов подшипников скольжения. Один из подшипников считают неподвижным в осевом направлении, поэтому на схеме его заменяют неподвижной шарнирной опорой, имеющей три составляющие реакции. Остальным подшипникам дается возможность осевого перемещения. На схеме они заменяются подвижными опорами с двумя составляющими сил реакции, лежащими в плоскости, перпендикулярной оси вала. Для вала, установленного на радиально-упорных подшипниках, смоделировать опоры немного сложнее (см. дополнительный материал к теме «Подшипники качения»).

С помощью балочной модели вала, используя методы статики и сопротивления материалов, находят неизвестные опорные реакции и строят эпюры внутренних силовых факторов: изгибающего и крутящего моментов. По виду этих эпюр определяют положение опасных сечений вала, находят значения нормальных и касательных напряжений, закладывая таким образом основу для последующего проверочного расчета вала на прочность.

3. Проектный расчет валов

В процессе конструирования вал рассчитывают на прочность в два этапа. Первый этап – проектный расчет имеет целью ориентировочное определение характерного диаметра вала.

Как известно, основными деформациями вала являются деформации изгиба и кручения. На начальном этапе продольные размеры вала еще неизвестны, поэтому изгибающие моменты в сечениях вала определить невозможно и проектный расчет ведут только по касательным напряжениям кручения. Соответствующее условие прочности имеет вид:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau_k],$$

где τ_k и $[\tau_k]$ – расчетное и допускаемое касательные напряжения; M_k – крутящий момент в сечении, обычно равный вращающему моменту $T_{вр}$ на валу; W_p – полярный момент сопротивления сечения.

Ввиду невозможности при проектном расчете определить напряжения изгиба и оценить их вклад в напряженное состояние вала, допускаемые напряжения $[\tau_k]$ значительно занижают в целях перестраховки. Для редукторных и им подобных валов принимают $[\tau_k] = 12 \dots 15$ МПа; для трансмиссионных валов $[\tau_k] = 20 \dots 30$ МПа. Следует заметить, что при обычном рас-

чете значения допускаемых касательных напряжений имеют порядок 100 МПа.

Для валов круглого сечения полярный момент сопротивления вычисляют по формулам:

- для сплошных и полых валов, соответственно:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}; \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16}(1 - c^4),$$

где $c = d_0 / d$ – отношение диаметра отверстия к диаметру вала. Подстановка в условие прочности позволяет найти требуемый диаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_k}{\pi(1 - c^4)[\tau]}}.$$

В случае сплошного вала в последней формуле достаточно положить $c = 0$.

После определения диаметра вала становится возможным выполнить эскизную компоновку валов и передачи в целом: разработать конструкцию опор, подобрать подшипники, определить конкретные осевые размеры цапф и посадочных поверхностей, обеспечивая при этом условия технологичности изготовления и сборки.

4. Проверочный расчет на статическую прочность

На втором этапе производят проверочные расчеты сконструированного вала. Необходимость проверочных расчетов обусловлена, в первую очередь, тем, что при проектном расчете основной геометрический параметр вала – диаметр определяется приближенно, только исходя из величины вращающего момента, без учета всей совокупности действующей нагрузки. При невыполнении проверочных условий диаметр вала, а следом за ним и все другие размеры подлежат корректировке.

Вал испытывает, главным образом, совместное действие изгиба и кручения и в гораздо меньшей степени – растяжения и поперечного сдвига. Расчет ведут по эквивалентным напряжениям четвертой (иногда третьей) теории прочности:

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{IV}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau_{\text{к}}^2} \leq [\sigma_{\text{и}}].$$

В эту формулу входят нормальные напряжения, обусловленные изгибом, и касательные напряжения кручения:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_y}; \quad \tau_{\text{к}} = \frac{M_{\text{к}}}{W_p}, \quad (1)$$

где изгибающий $M_{\text{и}}$ и крутящий $M_{\text{к}}$ моменты определяют для наиболее опасного сечения вала при построении соответствующих эпюр; осевой момент сопротивления круглых сечений $W_y = 0,5 W_p$.

Для осей, в отличие от валов, испытывающих только деформацию изгиба, касательные напряжения кручения в сечениях равны нулю.

Допускаемые напряжения назначают в зависимости от предела текучести материала:

$$[\sigma_{\text{и}}] = 0,8 \sigma_{\text{т}}.$$

Чаше изгибающий $M_{\text{и}}$ и крутящий $M_{\text{к}}$ моменты, фигурирующие в расчете, удобно искать не по максимальной, а по номинальной нагрузке на вал. В этом случае в условие прочности дополнительно вводят коэффициент перегрузки $K_{\text{п}}$, равный отношению пиковой и номинальной нагрузок:

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{IV}} = K_{\text{п}} \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3 \tau_{\text{к}}^2} \leq [\sigma_{\text{и}}].$$

Если, к примеру, машина приводится в движение от электродвигателя серии АИР, значение коэффициента перегрузки указывается в паспорте двигателя и в среднем составляет 2,5.

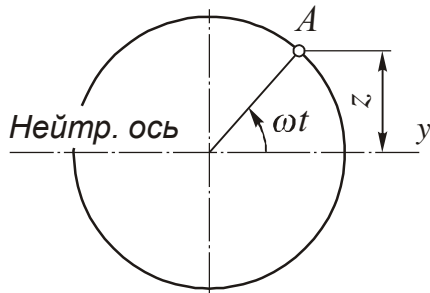
5. Проверочный расчет на сопротивление усталости.

Расчет на сопротивление усталости, или на выносливость, является основным для валов и вращающихся осей.

Под действием изгибающей нагрузки нормальное напряжение $\sigma_{\text{и}}$ в некоторой точке A сечения вала циклически изменяется по закону:

$$\sigma_{\text{и}} = \sigma_{\text{max}} \sin \omega t,$$

где

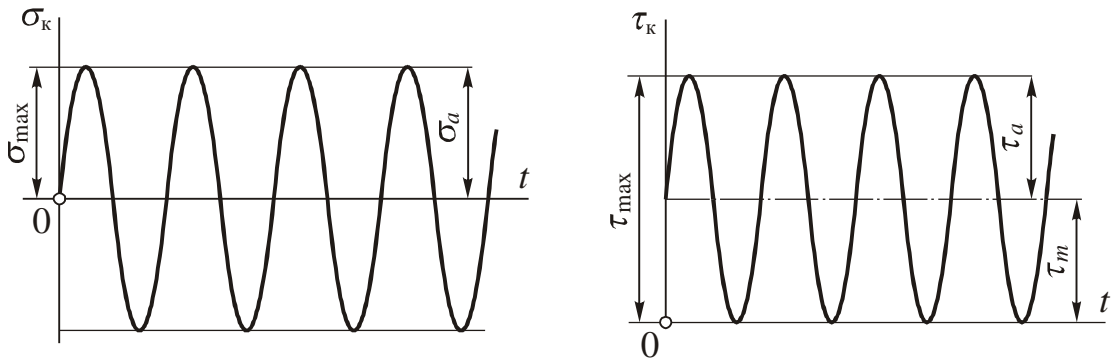


$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_y}.$$

В моменты времени, когда точка максимально удаляется от нейтральной оси, напряжение достигает наибольшего по абсолютной величине значения, а в моменты пересечения нейтральной оси напряжение равно нулю.

Соответствующий график представлен в левой части рисунка (см. ниже), он показывает, что изгибные напряжения изменяются во времени по симметричному циклу. Характер изменения касательного напряжения в точке A сечения не столь очевиден. При постоянном вращающем моменте на валу касательное напряжение также будет постоянным. Если вращение вала сопровождается вибрацией, то и значение касательного напряжения будет

осциллировать около какого-то среднего значения. При упрощенном расчете принимают, что касательное напряжение изменяется по достаточно неблагоприятному в смысле усталостной прочности закону – так называемому отнулевому циклу, представленному на правом графике. Возникающая при таком расчете неточность идет в запас прочности вала.



Установившийся периодический процесс характеризуется амплитудным и средним значениями измеряемой величины. Для напряжений в сечении вала таковыми являются σ_a , σ_m – амплитудное и среднее нормальные напряжения цикла; τ_a , τ_m – амплитудное и среднее касательные напряжения цикла. Из вида представленных графиков следует, что для указанных характеристик выполняются соотношения:

$$\sigma_a = \sigma_{\max}; \quad \sigma_m = 0; \quad \tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{\max},$$

где σ_{\max} и τ_{\max} определяются формулами (1).

Опыт показывает, что циклически изменяющиеся напряжения могут привести к усталостному разрушению, даже если величина этих напряжений существенно меньше пределов прочности и текучести материала. Также выявлено, что основное влияние на сопротивление усталости оказывают главные параметры цикла: σ_a , σ_m – для изгибных напряжений и τ_a , τ_m – для касательных напряжений кручения.

Расчет на сопротивление усталости ведут отдельно по напряжениям изгиба и напряжениям кручения. При этом определяют соответствующие коэффициенты запаса сопротивления усталости по изгибу и кручению:

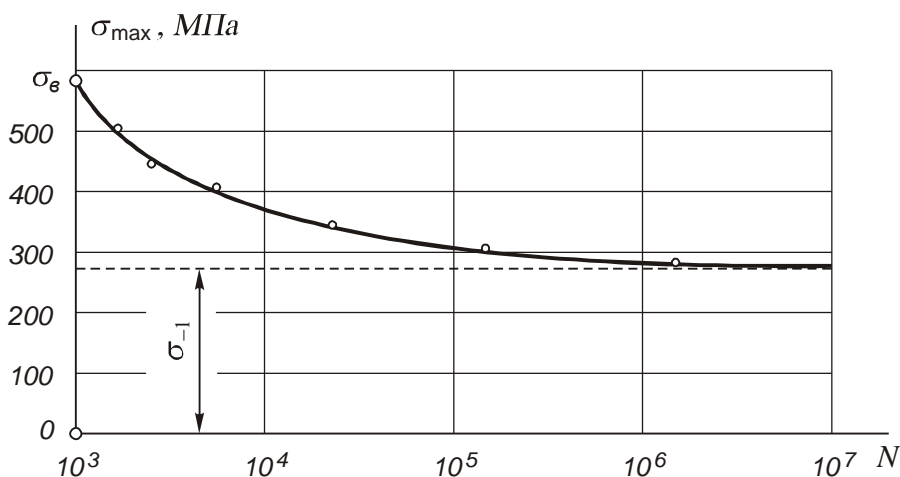
$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_{\sigma}}{K_d K_F} + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_{\tau}}{K_d K_F} + \psi_{\tau} \tau_m}.$$

Величины, фигурирующие в данных формулах, имеют следующий смысл:

σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости при изгибе и кручении для симметричного цикла нагружения. В зависимости от предела прочности материала принимают:

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5)\sigma_B; \quad \tau_{-1} \approx (0,2 \dots 0,3)\sigma_B.$$

Данные значения следует рассматривать как грубое приближение, следующее из поведения усталостной кривой Веллера, образец которой для конкретной марки стали представлен на рисунке ниже. Следует отметить, что пределы выносливости материала зависят от многих факторов. На их значение влияет сам метод испытания, размеры образцов, вид сечения (сплошное или полое) и т. д.



Усталостная кривая Веллера. Ось абсцисс дана в логарифмическом масштабе, на ней указывают число циклов нагружения

Практика показывает, что если образец не разрушился при 10 млн. циклах, то маловероятно, что он вообще разрушится. По этой причине число 10 млн. берут в качестве базы испытаний. Соответствующее значение на усталостной кривой называют пределом выносливости и обозначают σ_1 .

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла нагружения:

- $\psi_\sigma = 0,05$; $\psi_\tau = 0$ – для углеродистых мягких сталей;
- $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$ – для среднеуглеродистых сталей;
- $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$ – для легированных сталей.

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений. Его значения зависят от вида концентратора и всегда больше единицы. При отсутствии концентрации напряжений K_σ равен единице.

K_d – коэффициент масштабного фактора (или просто, масштабный фактор). $K_d \leq 1$. Введение данного коэффициента обусловлено тем, что опыты показывают уменьшение предела выносливости с ростом диаметра детали.

K_F – коэффициент качества поверхности, или фактор шероховатости. Данный коэффициент $K_F \leq 1$ и характеризует снижение предела выносливости при ухудшении обработки в сравнении с полировкой.

Значения указанных коэффициентов можно найти в справочной литературе.

Общий коэффициент запаса усталостной прочности, учитывающий совместное действие изгиба и кручения, определяют по эмпирической формуле Гафа – Полларда:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}.$$

При этом условие усталостной прочности вала заключается в выполнении неравенства

$$S \geq [S],$$

в котором допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости $[S]$ выбирают в пределах: $[S] = 1,3 \dots 1,5$ при высокой достоверности расчета и $[S] = 1,6 \dots 2,1$ при менее точном расчете.

Для увеличения запаса сопротивления усталости следует уделять внимание уменьшению концентрации напряжений в опасных сечениях, правильно подбирая радиусы галтелей, глубины пазов и разгрузочных канавок, способы и чистоту обработки поверхности вала. Эффективными средствами снижения концентрации напряжений являются также пластическое упрочнение, вибронаклеп роликами цапф и галтелей, поверхностная закалка токами высокой частоты, азотирование и др.

6. Подшипники скольжения

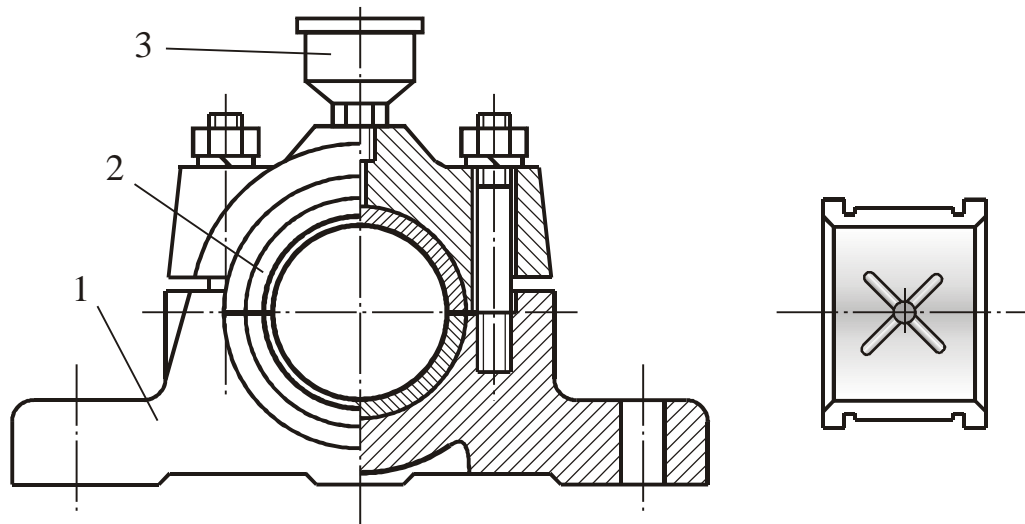
Подшипниками называют устройства, предназначенные для направления движения валов и осей, а также для передачи нагрузок этих деталей на корпус машины. Подшипники, являющиеся опорами шипов или шеек валов, воспринимают преимущественно радиальную нагрузку. Опоры пят, нагруженные осевыми силами, называют *подпятниками*, или упорными подшипниками.

В зависимости от вида трения различают *подшипники скольжения* и *подшипники качения*.

Подшипники скольжения состоят из корпуса и антифрикционного вкладыша. Иногда корпус подшипника как отдельный узел отсутствует, а его функции выполняет корпус машины.

Используемые материалы для вкладышей: чугун серый СЧ-36; чугун антифрикционный АВЧ-2, АКЧ-1; бронзы Бр0Ф10-1, БрАЖ9-4; латунь ЛКС80-3-3; баббиты Б16, Б83. В ряде случаев применяют металлокерамику, пластмассы, древесину, резину и др. Чугун обладает хорошими антифрикционными показателями благодаря наличию в его структуре свободного графита, но его прирабатываемость хуже, чем у баббитов и бронз. Баббиты на оловянной или свинцовой основе обладают высокими антифрикционными свойствами, стойки к коррозионному воздействию, но по нагрузочной способно-

сти уступают бронзе или чугуну. Характерной особенностью металлокерамического вкладыша является его пористость, способствующая удержанию смазки. Резиновые вкладыши незаменимы в центробежных насосах, гидротурбинах, центрифугах и др. Для смазки и охлаждения используется пресная или морская вода. Эластичность резины позволяет подшипнику удовлетворительно работать при перекосах вала, вибрациях, наличии абразивной пыли и даже песка.

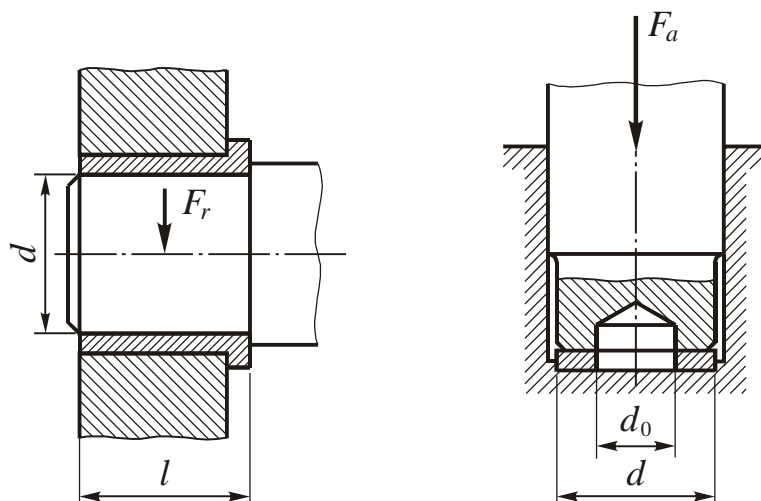


Подшипник скольжения с разъемным корпусом: 1 – корпус; 2 – вкладыш; 3 – масленка. Справа показана одна из двух половинок вкладыша, на рабочей поверхности которой видны смазочные канавки

Обычно длина вкладышей лежит в пределах $l = (0,7 \dots 1,2) d$, где d – диаметр цапфы. Часто вкладыши изготавливают биметаллическими, состоящими из прочной стальной цилиндрической втулки, на внутреннюю поверхность и торцы которой нанесен достаточно тонкий слой антифрикционного материала.

Для подшипников, работающих в режиме жидкостного трения, антифрикционные свойства вкладыша играют важную роль только непосредственно в момент пуска машины, когда трение носит сухой характер. Затем, по мере набора оборотов, в зазор между вкладышем и цапфой вала поступает смазка, применение которой позволяет снизить коэффициент трения до $0,01 \dots 0,001$.

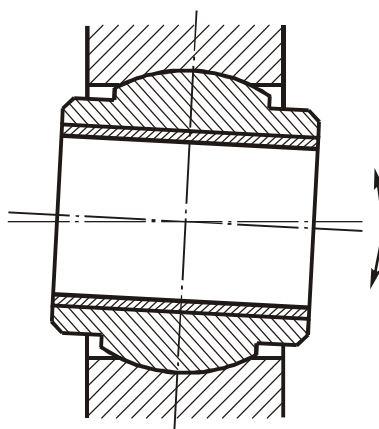
Классификация подшипников скольжения. По воспринимаемой нагрузке различают *радиальные* и *упорные* подшипники. Для смешанных нагрузок применяют комбинации подшипников указанных типов.



Радиальный (слева) и упорный (справа) подшипники

Изображенные на предыдущих рисунках подшипники относятся к *цилиндрическим*. Их недостатком является чувствительность к перекосам вала, вызванным неточностью монтажа и деформацией вала под нагрузкой. *Сферические* самоустанавливающиеся подшипники лишены этого недостатка. Применение таких подшипников способствует равномерному распределению нагрузки по длине вкладыша, что особенно важно при большой длине цапф.

Также подшипники скольжения делят на *неразъемные* и *разъемные*. У разъемных подшипников составными являются как корпус, так и вкладыш, что позволяет легко производить сборку или разборку в условиях ограниченного доступа, а также устанавливать на опорах коленчатые валы.



Сферический самоустанавливающийся подшипник
с биметаллическим вкладышем

К достоинствам подшипников скольжения относят:
- малые радиальные габариты и простоту конструкции;

- удовлетворительную работу при высоких окружных скоростях вращения валов (более 30 м/с);
- возможность разъема, облегчающего монтаж;
- высокую нагрузочную способность, обусловленную большой площадью контакта элементов пары;
- бесшумность и долговечность работы.

Недостатками являются:

- бóльшие по сравнению с подшипниками качения потери на трение (в 3...6 раз);
- высокое сопротивление в момент пуска машины;
- большой расход смазки;
- чувствительность к кратковременным перебоям в смазке, что требует постоянного контроля процесса смазки.

7. Условия работы и смазка

Как известно из курса теории машин и механизмов, на цапфу вала со стороны подшипника действует момент сил трения, определяемый формулой

$$M_{\text{тр}} = f' Q r, \quad (2)$$

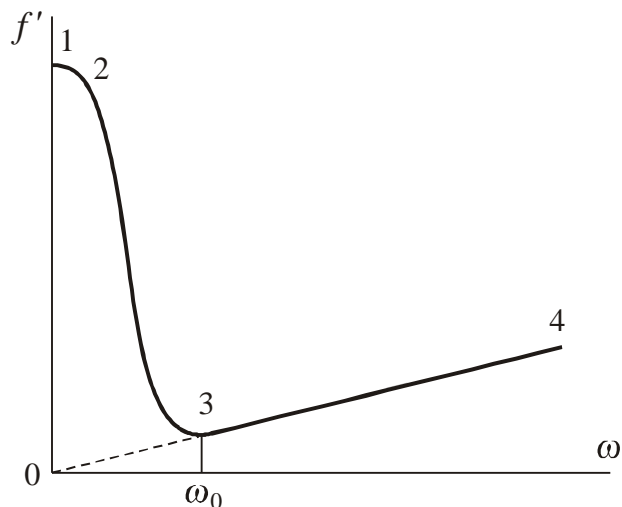
где r – характерный радиус цапфы; Q – нагрузка на подшипник; f' – приведенный коэффициент трения. Для радиального подшипника нагрузка Q равна радиальной нагрузке F_r , для упорного подшипника Q равна осевой нагрузке F_a . Приведенный коэффициент трения f' учитывает характер распределения контактных напряжений по поверхности элементов вращательной пары. Значения f' всегда выше, чем соответствующие значения коэффициента f трения скольжения плоских поверхностей. Для неприработавшихся цапф принимают $f' = 1,57 f$, для приработавшихся – $f' = 1,27 f$.

Решающим фактором, влияющим на величину приведенного коэффициента трения, а следовательно, и момента трения, является наличие в контакте пары смазочных веществ.

Рассмотрим зависимость приведенного коэффициента трения от угловой скорости вала в условиях жидкой смазки зоны контакта. График данной зависимости представлен ниже.

В состоянии покоя и в момент начала вращения в силу того, что смазка полностью выдавлена из зазора деталей, преобладает сухое трение. Значения коэффициента трения при этом достаточно высоки ($f' = 0,3...0,1$), что и наблюдается на участке 1 – 2 диаграммы. Участок 2 – 3 соответствует полужидкостному трению. Здесь, по мере увеличения угловой скорости, улучшаются условия смазки, а коэффициент трения резко уменьшается. На участке 3 – 4 график идет в соответствии с законом жидкостного трения: f' линейно

возрастает с ростом ω . В этом режиме смазка в достаточном количестве вовлекается в зазор между элементами пары, образуется масляный клин и вал «всплывает» над опорной поверхностью.



Зависимость коэффициента трения от угловой скорости вала

Особенностью графика является наличие минимума, соответствующего оптимальной угловой скорости ω_0 вала. Вращение вала с данной угловой скоростью характеризуется минимальными потерями на трение ($f' = 0,01 \dots 0,001$).

Для быстровращающихся валов при умеренной нагрузке масляный клин создается сам собой после достижения оптимальной угловой скорости ω_0 за счет гидродинамических сил в потоке затягиваемого в зазор масла. Подшипники, работающие на этом принципе, называют *гидродинамическими*. При небольших частотах вращения высоконагруженных валов масляный клин создают искусственно, путем подачи масла в зону контакта под внешним давлением, поддерживаемым масляным насосом. Подшипники этого типа называют *гидростатическими*.

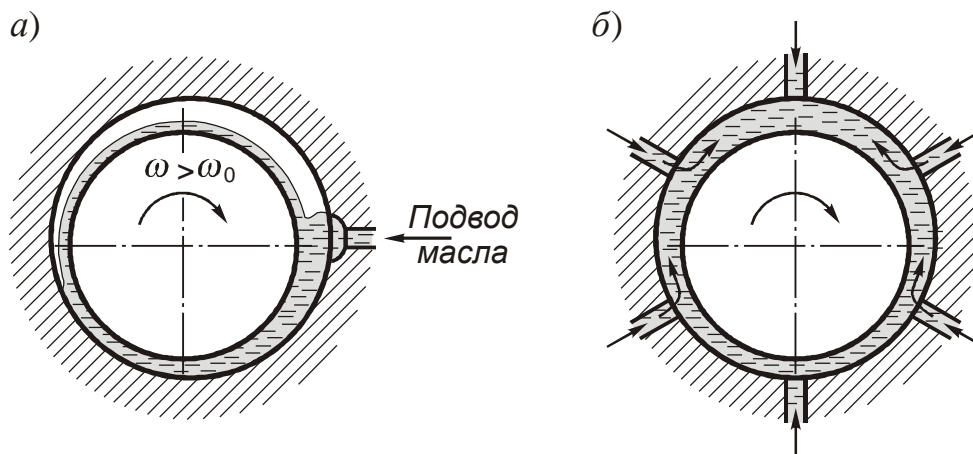


Схема смазки гидродинамического (слева) и гидростатического (справа) подшипника

8. Расчет подшипников скольжения

Инженерный расчет радиальных подшипников скольжения с полусухим или полужидкостным трением производят по среднему давлению p , а также по удельному энерговыделению pv :

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p];$$

$$pv \leq [pv],$$

где p – среднее давление между цапфой и вкладышем; v — скорость относительного скольжения; d – диаметр цапфы; l – длина цапфы (вкладыша); F_r – радиальная нагрузка на подшипник; $[p]$ и $[pv]$ – допускаемые значения давления p и произведения pv давления на скорость скольжения. Отношение l/d в большинстве расчетных случаев принимают в пределах $l/d = 0,5 \dots 1,2$, а для самоустанавливающихся подшипников $l/d \geq 2$.

Второе условие иногда записывают в виде

$$pv = \frac{F_r \omega}{2l} \leq [pv],$$

где ω – угловая скорость вала.

Упорные подшипники скольжения, или подпятники, с полусухим или полужидкостным трением рассчитывают по условиям:

$$p = \frac{F_a}{A} \leq [p];$$

$$pv \leq [pv],$$

где p – давление в контакте; F_a – осевая нагрузка на подпятник; A – площадь опорной поверхности; v – средняя скорость скольжения.

Для круговой опорной поверхности диаметром d принимают

$$A = \varphi \frac{\pi d^2}{4}; \quad v = \omega \frac{d}{3}.$$

Для кольцевой опорной поверхности

$$A = \varphi \frac{\pi (d^2 - d_0^2)}{4}; \quad v = \omega \frac{d^3 - d_0^3}{3 (d^2 - d_0^2)}.$$

В записанных формулах $\varphi = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности за счет смазочных канавок; d_0 – внутренний диаметр кольца. Обычно $d_0 = (0,6 \dots 0,8)d$.

Допускаемые значения давления $[p]$ и удельного энерговыделения $[pv]$, а также предельные значения скорости относительного скольжения приведены в таблице:

**Допускаемые режимы работы подшипников скольжения,
работающих при полусухом и полужидкостном трении**

Материал вкладыша	$\leq v$, м/с	$[p]$, МПа	$[pv]$, МПа·м/с
Чугун серый СЧ-36	0,5	4	—
	1,0	2	—
Чугун антифрикционный:			
АВЧ-2	5	0,5	2,5
АКЧ-1	1	12	12
Бронза:			
Бр0Ф10-1	10	15	15
БрАЖ9-4	4	15	12
Латунь ЛКС80-3-3	2	12	10
Баббит:			
Б16	12	15	10
Б6	6	5	5
Металлокерамика:			
бронзографит	2	4	—
железографит	2	5,5	—
Капрон АК-7	4	15	15
Пластифицированная древесина (смазка водой)	1	10	—
Резина (смазка водой)	—	2 ... 6	—

Дополнительный материал

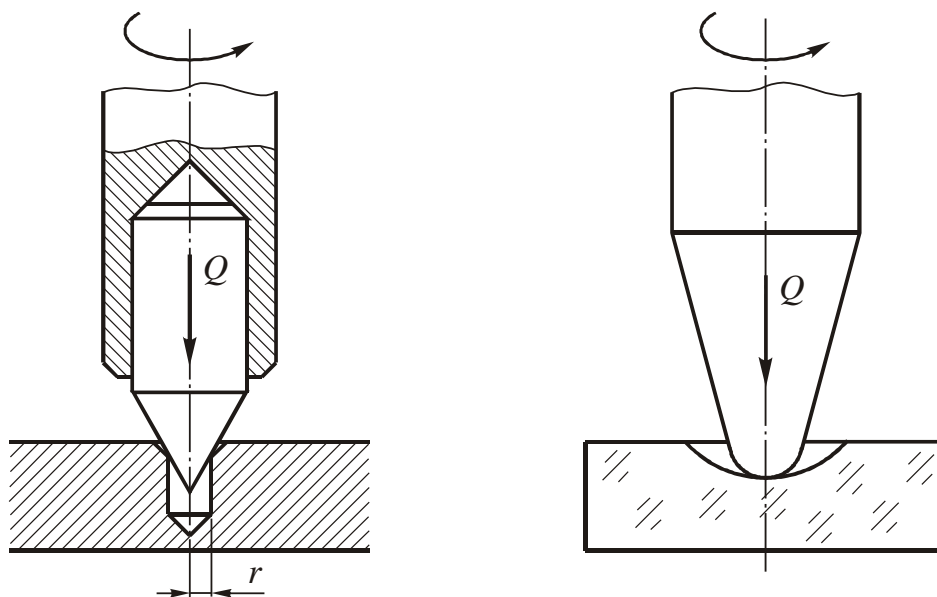
Опоры валов и осей приборов

Из формулы (2) для момента трения следует, что уменьшить его величину можно также, уменьшив радиус цапф. В этом ключе решают проблему потерь на трение в мало-нагруженных механизмах точных приборов. Широкое распространение в приборостроении получили опоры на *центрах* и *кернях*. У опоры на центре радиус опорной поверхности равен радиусу просверленного в корпусе отверстия, а для опоры на керне этот радиус определяется размером пятна контакта и прямо зависит от поверхностной твердости материалов пары. Чем выше твердость, тем меньше пятно контакта и тем, следовательно, меньше момент трения.

Опоры на центрах используют при нагрузках до 20 Н при малых скоростях вращения. Смазка в этом случае не применяется, поскольку при малой площади контакта и высоких контактных напряжениях она не удерживается на рабочих поверхностях пары. Цапфы и подшипники изготавливают из сталей У8А, У12А, Ст 40, Ст 50 с закалкой рабочих поверхностей, бронзы БрОФ, латуни ЛАЖ60-1-1Л и ЛКС80-3-3, нейзильбера МНЦ и других твердых сплавов.

Опоры на кернах отличаются особо малыми значениями момента трения. Их применяют в измерительных приборах, электрических счетчиках, компасах, часовых механизмах и других устройствах. Керны изготовляют из сталей У8А, У12А с закалкой, титана, вольфрамокобальтового сплава. Материалом подпятников служат бронзы БрОЦС, БрБ2, латуни ЛМС, ЛКС, а также твердые камни – агат, рубин, сапфир, корунд.

Рубин и сапфир представляют собой монокристаллическую форму окиси алюминия Al_2O_3 , которую минералогии называют корундом. Твердость этих минералов по десятибалльной геммологической шкале Мооса составляет 9, уступая только твердости алмаза, равной 10. Агат – одна из поликристаллических разновидностей кремнезема SiO_2 . Твердость агата равна 7. Преимуществом агата является его невысокая стоимость.



Опора на центре (слева) и опора на керне (справа)