

В передачах, работающих со значительным *износом*, вследствие быстрого истирания поверхностных слоев усталостные трещины развиваться не успевают, поэтому *выкрашивания не происходит*.

Для предупреждения усталостного выкрашивания поверхностей зубьев необходимо проводить расчет на выносливость по *контактным* напряжениям, а также применять передачи со смещением, увеличивать поверхностную твердость материала, повышать точность изготовления и монтажа зубчатых колес.

Абразивный износ зубьев — основной вид разрушения открытых, а также и закрытых, но недостаточно защищенных от загрязнения абразивными частицами передач, который вызывается трением, возникающим в зоне контакта зубьев. В процессе износа уменьшается размер зубьев по их толщине, увеличиваются зазоры в зацеплении, вследствие нарушения эвольвентности рабочего участка профиля зуба возрастают динамические нагрузки и шум, снижается кинематическая точность.

Для предупреждения (или уменьшения) износа необходимо понижать шероховатость и повышать твердость поверхностей зубьев, защищать передачу от попадания абразивных частиц, уменьшать относительную скорость скольжения профилей за счет применения передач со смещением, использовать смазку с повышенной вязкостью.

Заедание. Такой вид повреждения зубьев наиболее характерен для высоконагруженных быстроходных и среднескоростных передач. Заедание возникает, когда вследствие высокого давления и температуры происходит *разрыв масляной пленки* между зацепляющимися профилями и *образование металлического контакта*.

При небольшом количестве микроконтактов при выходе из контакта отдельные сцепившиеся микроплощадки разрываются, их температура быстро снижается вследствие теплоотдачи внутрь металла и масляная пленка восстанавливается. Такая *легкая форма заедания*, заключающаяся в отрыве частиц металла от одной из поверхностей и постепенном износе зубьев называется **натиром**.

При большом количестве микроконтактов теплота не успевает отводиться и накапливается с каждым оборотом колеса. Через некоторое время масляная пленка в зоне контакта уже не восстанавливается, происходит схватывание значительных частиц металла с дальнейшим отрывом их от более мягкой поверхности и прочным соединением с более твердой. Возникшие на более твердом зубе бугорки образуют на более мягком борозды в направлении скольжения и за короткое время выводят передачу из строя. Такой *вид заедания* получил название **задира**.

Наиболее эффективной мерой предупреждения заедания, помимо рационального подбора материалов зубчатых колес, является примене-

ние специальных противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками.

Пластические сдвиги наблюдаются у тяжело нагруженных зубчатых колес, выполненных из мягкой стали. На поверхностях таких зубьев при перегрузках появляются пластические деформации с последующим сдвигом в направлении скольжения. Это явление приводит к тому, что у полюсной линии зубьев ведущего колеса образуется канавка, а у зубьев ведомого – хребет. В результате нарушается правильность зацепления, что, в свою очередь, приводит к разрушению зубьев. Такие сдвиги можно устранить повышением твердости поверхностных слоев рабочих поверхностей зубьев и применением более вязкого масла.

Отслаивание поверхностных частиц металла возникает вследствие некачественной термической и химико-термической обработки поверхности зубьев. Отслаивание возможно из-за дефектов поверхностного слоя азотированных или цементованных с последующей поверхностной закалкой зубьев или из-за недостаточной прочности сердцевины, вследствие чего при больших нагрузках происходит продавливание хрупкой кромки. Способствует отслаиванию и наличие перегрузок.

4.3.5. Плоские зубчатые передачи

4.3.5.1. Общие положения

Структура простой зубчатой передачи (рис. 4.3.7) характеризуется наличием двух звеньев в виде цилиндрических зубчатых колес с вращательными кинематическими параметрами $O-1$ и $O-2$, связанными со

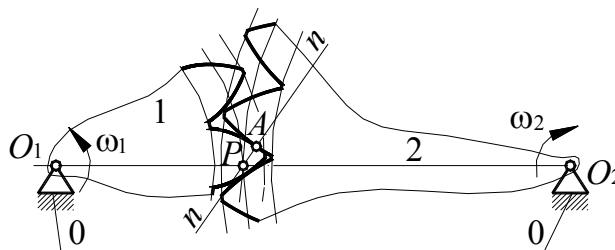


Рис. 4.3.7

стойкой O и высшей парой 1-2, в которой происходит контакт профилей двух зубьев, то есть подобная передача представляет собой *трехзвенную замкнутую кинематическую цепь*. Поэтому *основная теорема зацепления* о связи скоростей звеньев, образующих высшую пару, ранее изложенная для общего случая (см. раздел 4.2), справедлива для *зубчатой передачи* в следующей формулировке:

общая нормаль к профилям зубчатых колес, проведенная в точке их касания, делит межцентровое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям зубчатых колес.

Точка пересечения межцентрового расстояния и общей нормали к профилям называется *полюсом зацепления P* .

Для постоянства передаточного отношения за период зацепления профилей двух зубьев при передаче вращательного движения, необходимо, чтобы нормаль к профилям зубьев в точке их касания, проведенная в любом положении соприкасающихся профилей, проходила через одну и ту же точку на линии центров двух колес (рис. 4.3.7) и делила линию центров в неизменном отношении, то есть полюс зацепления P не должен менять своего положения на межцентральной линии.

В этом движении профили зубчатых колес, удовлетворяющие теореме зацепления, должны быть взаимно огибающими. Такие профили называют сопряженными.

4.3.5.2. Линия зацепления

Если точки последовательного касания профилей, построенные для различных положений зубчатой пары, соединить плавной кривой, получим линию зацепления (рис. 4.3.8), то есть линией зацепления называется геометрическое место точек последовательного соприкосновения пары зубчатых профилей, принадлежащее неподвижной плоскости.

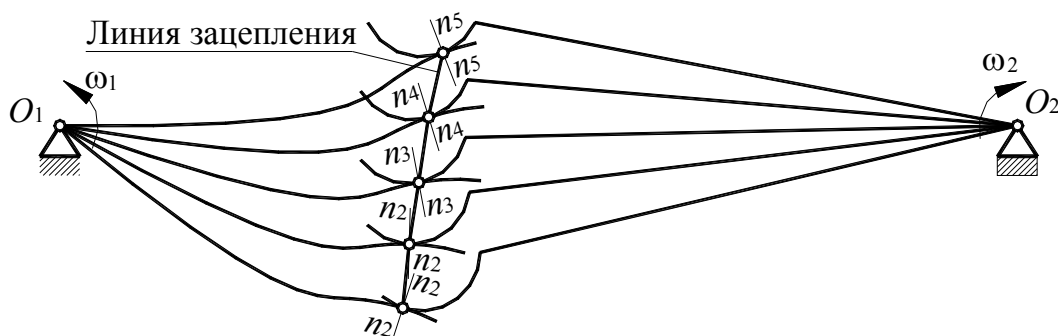


Рис. 4.3.8

Задаваясь характером линии зацепления и основываясь на приведенной ранее основной теореме зацепления, можно построить сопряженные, то есть удовлетворяющие условиям основной теоремы зацепления, профили зубчатых колес.

Выбираемый характер линии зацепления определяет собой геометрические формы сопряженных зубчатых профилей.

Если линия зацепления – прямая, проходящая через полюс зацепления P , то профили зубчатых колес получаются эвольвентными.

4.3.5.3. Эвольвента. Эволюта. Эвольвентное зацепление

Эвольвентой (разверткой) окружности называется плоская кривая A_0A (рис. 4.3.9), описываемая любой точкой прямой линии np , катящейся без скольжения по данной окружности.

Линию mn , представляющую собой *подвижную* центроиду, называют *производящей прямой*, а окружность радиуса r_b , по которой она перекачивается, – *эволютой* или *основной окружностью*, являющейся *неподвижной* центроидой.

Начальная точка эвольвенты A_0 , лежащая на основной окружности, называется *начальной точкой заострения* или *точкой возврата*.

Из условия образования эвольвенты мгновенный центр вращения производящей прямой в положении $n_i n_i$ совпадает с точкой M , поэтому точка M является центром кривизны, а отрезок $AM = \rho$ – радиусом кривизны эвольвенты в точке A . Отсюда следует, что производящая прямая в каждом своем положении является *нормалью* к образуемой ей эвольвенте, а эволюта является *геометрическим местом центров кривизн эвольвенты*.

Рассмотрим параметры эвольвенты и установим зависимости между ними.

Угол развернутости эвольвенты между нормалью к эвольвенте в ее предельной, принадлежащей основной окружности, и рассматриваемой точках:

$$v = \sphericalangle A_0OM = \frac{\widehat{A_0M}}{r_b}.$$

Учитывая, что $\widehat{A_0M} = AM$, так как прямая перекачивается по окружности *без скольжения*, а $AM = r_b \operatorname{tg} \alpha$, получаем:

$$v = \operatorname{tg} \alpha, \tag{4.3.4}$$

где α – *профильный угол эвольвенты*, т.е. угол между текущим радиус-вектором OA и касательной KK к эвольвенте в точке A , равный углу между радиус-вектором OA и радиусом OM основной окружности, проведенным в точку M касания производящей прямой.

Радиус кривизны эвольвенты:

$$\rho = AM = r_b \operatorname{tg} \alpha. \tag{4.3.5}$$

Текущий радиус-вектор точки эвольвенты:

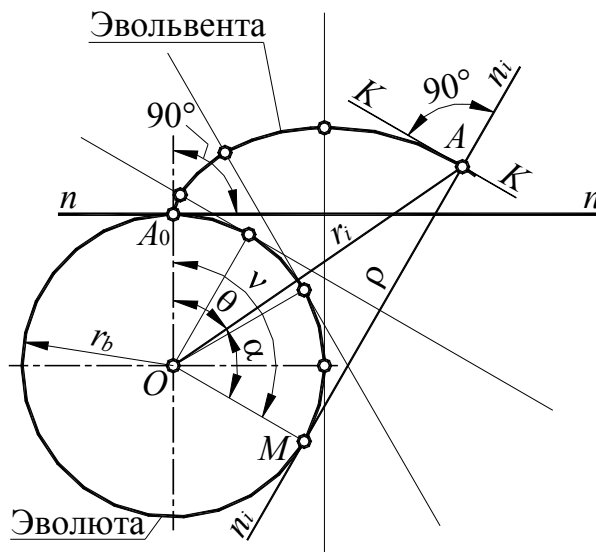


Рис. 4.3.9

$$r_i = OA = \frac{r_b}{\cos \alpha}. \quad (4.3.6)$$

Полярный угол эвольвенты, или эвольвентный угол, определяющий направление текущего радиус-вектора:

$$\theta = \nu - \alpha = \text{inv } \alpha. \quad (4.3.7)$$

Полученную функцию угла α называют эвольвентной функцией, или инволютой, и используют ее при геометрическом расчете эвольвентных профилей. Значения $\text{inv } \alpha$ в табличной форме приведены в специальной литературе.

Уравнения (4.3.5) и (4.3.7) являются параметрическими уравнениями эвольвенты в полярных координатах.

Из образования эвольвенты (рис. 4.3.9) следует, что она не может существовать внутри основной окружности и имеет две ветви (например, правую A_0A_4 и левую $A'_0A'_4$), в зависимости от того, в какую сторону перекатывается производящая прямая (рис. 4.3.10).

Две одноименные (правые или левые) эвольвенты – являются эквидистантными кривыми, то есть расстояние между ними, измеренное по любой общей нормали, одинаково и равно спрямленной дуге между началами эвольвент:

$$\overline{A_0B_0} = \overline{A_1B_0} = \overline{A_2B_1} = \overline{A_3B_2} = \overline{A_4B_3}$$

$$\overline{B_0C_0} = \overline{B_1C_0} = \overline{B_2C_1} = \overline{B_3C_2},$$

$$\overline{C_0D_0} = \overline{C_1D_0} = \overline{C_2D_1},$$

$$\overline{D_0E_0} = \overline{D_1E_0}.$$

Рассмотрим теперь зацепление двух эвольвентных профилей (рис. 4.3.11).

Пусть две эвольвенты EF и GH , построенные на основных окружно-

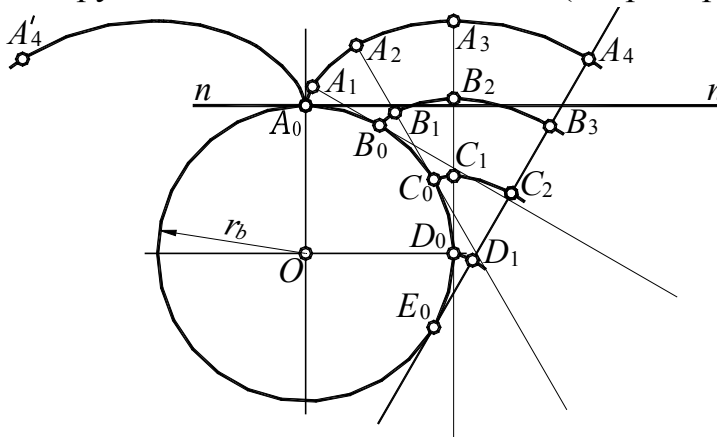


Рис. 4.3.10

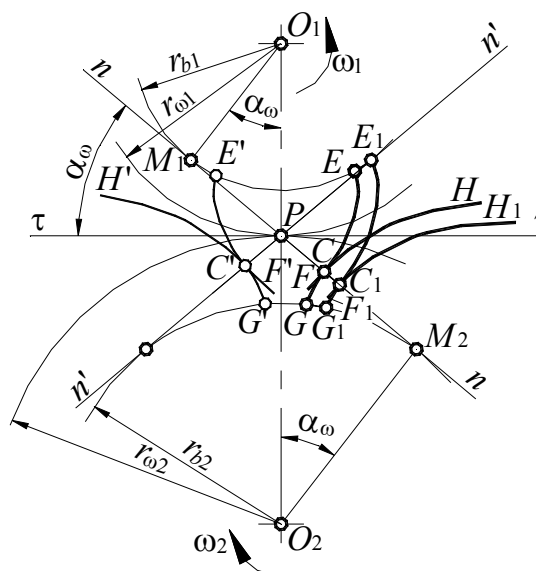


Рис. 4.3.11

стях радиусов r_{b1} и r_{b2} введены в зацепление, при этом центры окружностей заняли положения O_1 и O_2 , а эвольвенты коснулись друг друга в некоторой произвольной точке C .

Из свойств эвольвенты вытекает, что нормаль M_1C к профилю EF в точке касания C должна быть касательной к основной окружности радиуса r_{b1} , а нормаль M_2C к профилю GH – касательной к основной окружности радиуса r_{b2} . Так как в точке касания двух кривых можно провести только одну общую нормаль, то отрезки M_1C и M_2C являются участками этой общей нормали mn , которая, следовательно, одновременно касается обеих основных окружностей.

При повороте ведущего профиля EF вокруг центра O_1 ведомый профиль GH будет поворачиваться вокруг центра O_2 , а точка контакта профилей – перемещаться. Если профили заняли, например, положения E_1F_1 и G_1H_1 , то общая нормаль к ним, проведенная через точку их контакта C_1 , будет по-прежнему касательной к обеим основным окружностям. Следовательно, *в любом положении двух контактирующих эвольвент их общая нормаль занимает неизменное положение в пространстве*. Постоянное положение общей нормали mn обеспечивает и постоянное положение полюса зацепления P на линии центров O_1O_2 . При этом, в соответствии с *основным законом зацепления, передаточное отношение i_{12} от профиля EF к профилю GH , равно:*

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O_2P}{O_1P} = -\frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}},$$

при вращении эвольвентных профилей остается постоянным.

Таким образом, эвольвентное зацепление обеспечивает *постоянство передаточного отношения*, т.е. является *кинематически точным*.

Из сказанного также следует, что при зацеплении эвольвентных профилей точка их контакта перемещается по нормали mn в пределах участка M_1M_2 . Поэтому отрезок M_1M_2 являющийся геометрическим местом точек касания зацепляющихся эвольвентных профилей, носит название *линии зацепления*. Прямая линия зацепления характерна только для эвольвентного зацепления.

Острый угол α_{ω} между общей нормалью mn и прямой $\tau\tau$, перпендикулярной к линии центров O_1O_2 , называют *углом зацепления*. Для эвольвентного зацепления он постоянен.

Давление одного эвольвентного профиля на другой, передаваемое по общей нормали, сохраняет постоянное направление в пространстве в

течение всего периода зацепления. Это является одним из достоинств эвольвентного зацепления.

При изменении направления вращения звеньев движение будет передаваться другими, симметричными к предыдущим, эвольвентными профилями ($E'F'$ и $G'H'$), а линия зацепления займет иное положение. Однако новая линия зацепления будет по-прежнему касательной к тем же основным окружностям, поэтому полюс зацепления останется на прежнем месте, сохранится и величина передаточного отношения.

Из рис. 4.3.11:

$$r_{b1} = r_{\omega1} \cos \alpha_{\omega}, \quad (4.3.8)$$

$$r_{b2} = r_{\omega2} \cos \alpha_{\omega},$$

откуда, учитывая выражение (4.3.7), получим:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mp \frac{r_{\omega2}}{r_{\omega1}} = \mp \frac{r_{\omega2} \cos \alpha_{\omega}}{r_{\omega1} \cos \alpha_{\omega}} = \mp \frac{r_{b2}}{r_{b1}}, \quad (4.3.9)$$

т.е. *передаточное отношение i_{12} эвольвентных профилей зависит только от радиусов основных окружностей и не зависит ни от угла зацепления, ни от межцентрового расстояния.* Поэтому погрешность межцентрового расстояния, всегда возникающая при изготовлении и сборке механизмов, не влияет на кинематическую точность эвольвентного зацепления, так как при этом не меняются значения радиусов основных окружностей. По этой причине круглые зубчатые колеса, с эвольвентными профилями зубьев получили наибольшее распространение.

Из рис. 4.3.11 следует, что зацеплении эвольвентных профилей последние являются *взаимооггибаемыми кривыми*. Тогда, эвольвенту второго сопряженного звена можно рассматривать как огибающую семейства эвольвент первого звена при их согласованном движении.

Эвольвента, как *оггибающая семейства эвольвент*, изображена на рис. 4.3.12.

Если по неподвижной окружности 2 катить без скольжения окружность 1 радиуса $r_{\omega1}$, с которой связана эвольвента \mathcal{E}_1 окружности радиуса r_{b1} , то огибающей семейства эвольвент \mathcal{E}_1 будет эвольвента \mathcal{E}_2 , полученная разверткой окружности радиуса r_{b2} . Величины радиусов r_b связаны с радиусами r_{ω} формулами (4.3.8).

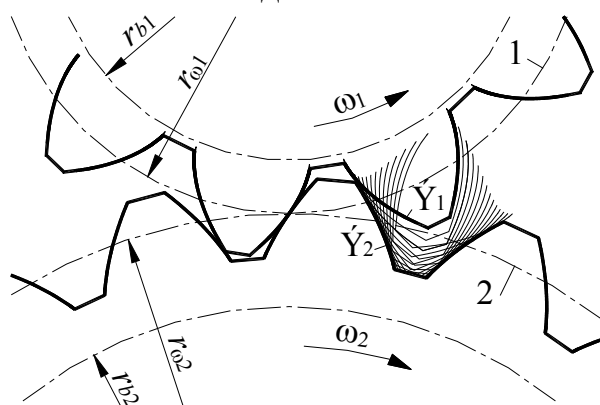


Рис. 4.3.12

В частном случае, когда радиус $r_{\omega 1}$ (следовательно, и r_{b1}) равен бесконечности, эвольвента \mathcal{E}_1 вырождается в прямую, а зуб становится трапециевидальным с углом при вершине трапеции, равным α_{ω} (рис. 4.3.13).

Такое зубчатое звено называется *зубчатой рейкой* (рис. 4.3.1, д).

Картина получения огибающих боковых профилей рейки представлена на рис. 4.3.14.

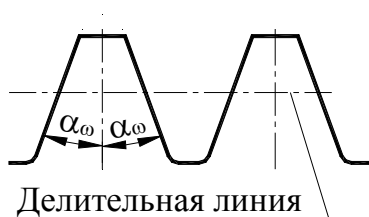


Рис. 4.3.13

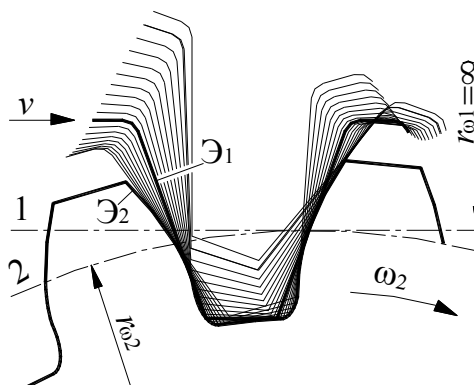


Рис. 4.3.14

4.3.5.2. Цилиндрические зубчатые прямозубые передачи с круглыми колесами

4.2.5.2.1. Основные понятия и определения

Зубчатая передача представляет собой трехзвенный механизм, каждое из двух подвижных зубчатых звеньев которого образует с неподвижным звеном *вращательную* (передача с круглыми колесами, рис. 4.3.15, а, б) или *поступательную* (реечная передача, рис. 4.3.15, в) *кинематическую пару*. Для передачи движения на подвижных звеньях формируют *зубья* (рис. 4.3.15). Если боковые поверхности зубьев колес параллельны осям колес, то такие *цилиндрические* передачи называют *прямозубыми*.

Меньшее зубчатое колесо обычно называют *шестерней*, большее – *колесом*. В приборостроении меньшее зубчатое колесо называют *триб*ом или *трибкой*.

В соответствии с *основным законом зацепления* (см. раздел 4.3.2) *центроидами* в *относительном* движении зубчатых колес при *постоянном* передаточном отношении ($i_{12} = \text{const}$) должны быть окружности, радиусы которых $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$ равны расстояниям от центров колес O_1 и O_2 до полюса зацепления P :

$$\begin{aligned} r_{\omega 1} &= O_1 P, \\ r_{\omega 2} &= O_2 P. \end{aligned}$$

В теории зацепления эти окружности называют *начальными*. Они перекатываются одна по другой *без скольжения*.

Со стороны тела зубчатого колеса зубья ограничиваются *окружностью впадин* диаметра d_f , с наружной стороны – *окружностью вершин* диаметра d_a .

Впадиной называют пространство между двумя соседними зубьями, ограниченное окружностями вершин и впадин.

Если окружность вершин находится снаружи окружности впадин, то получается зубчатое колесо с *внешними* зубьями (рис. 4.3.15, а – звенья 1 и 2, рис. 4.3.15, б, в – звено 1); у зубчатого колеса с *внутренними* зубьями окружность вершин находится внутри окружности впадин (рис. 4.3.15, б – звено 2).

Зубчатое зацепление, в котором центры (начальные окружности) зубчатых колес расположены одна вне другой, называют *внешним* (рис. 4.3.15, а, 4.4.14). В этом случае оба зубчатых колеса имеют *внешние* зубья.

Зубчатое зацепление, в котором *центроида шестерни* находится *внутри центроиды* колеса называется *внутренним*. В этом случае *шестерня* имеет *внешние* зубья, а *колесо* – *внутренние* зубья (рис. 4.3.15, б).

Если одно из зубчатых звеньев имеет *бесконечно большой радиус начальной окружности*, то его называют *зубчатой рейкой*, а его зацепление с шестерней – *реечным зацеплением* (рис. 4.3.15, в).

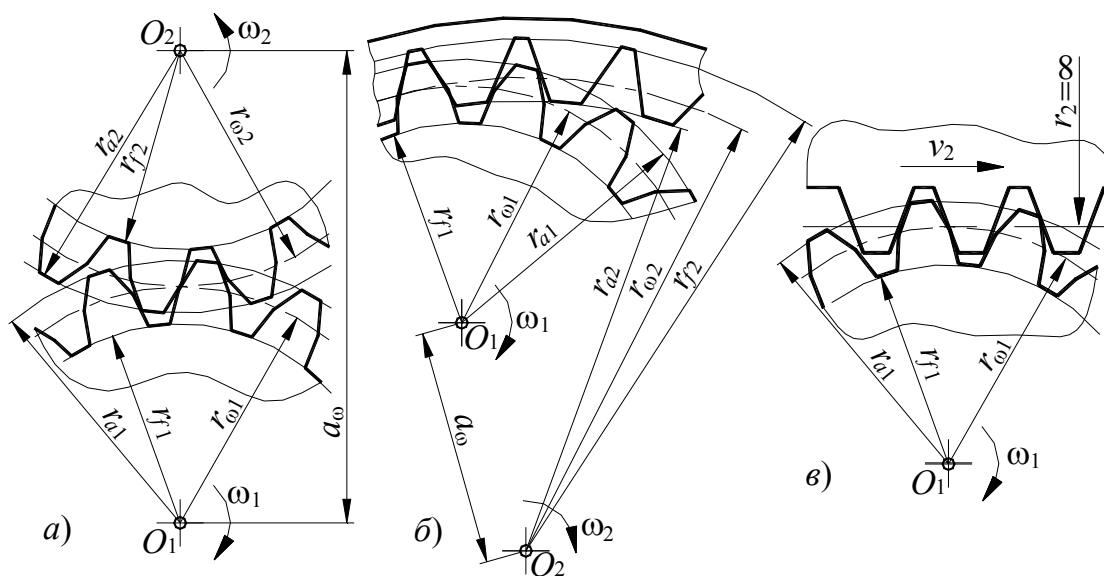


Рис. 4.3.15

4.3.5.2.2. Параметры эвольвентной передачи с круглыми цилиндрическими колесами. Взаимосвязь между параметрами передачи

Межосевое расстояние зубчатой передачи можно выразить через диаметры или радиусы начальных окружностей:

$$a_{\omega} = r_{\omega 2} \pm r_{\omega 1} = \frac{d_{\omega 2} \pm d_{\omega 1}}{2} = \frac{d_{\omega 1}(u \pm 1)}{2} \quad (4.3.10)$$

где знак «+» относится к внешнему зацеплению,
знак «-» относится к внутреннему зацеплению,
 u – передаточное число:

$$u = \frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}}. \quad (4.3.11)$$

Часть зуба, расположенная между начальной окружностью и окружностью вершин, называют *начальной головкой* зуба.

Размер начальной головки, измеренный в *радиальном* направлении колеса, называется *высотой начальной головки* $h_{\omega a}$ (рис. 4.3.16, 4.3.17).

Часть зуба, заключенная между начальной окружностью и окружностью впадин, называют *начальной ножкой* зуба.

Размер начальной ножки, измеренный в *радиальном* направлении колеса называется *высотой начальной ножки* $h_{\omega f}$ (рис. 4.3.16, 4.3.17).

Полная *высота* зуба равна сумме головки и ножки:

$$h = h_{\omega a} + h_{\omega f}. \quad (4.3.12)$$

Очевидно, что:

для *внешнего* зацепления (рис. 4.3.16):

$$d_a = d_{\omega} + 2h_{\omega a}, \quad (4.3.13)$$

$$d_f = d_{\omega} + 2h_{\omega f}; \quad (4.3.14)$$

для *внутреннего* зацепления (рис. 4.3.17):

$$d_{a1} = d_{\omega 1} + 2h_{\omega a}, \quad (4.3.15)$$

$$d_{a2} = d_{\omega 2} - 2h_{\omega a}, \quad (4.3.16)$$

$$d_{f1} = d_{\omega 1} - 2h_{\omega f}, \quad (4.3.17)$$

$$d_{f2} = d_{\omega 2} + 2h_{\omega f}. \quad (4.3.18)$$

Наименьшее расстояние s между окружностью вершин одного зубчатого колеса и окружностью впадин другого носит название *радиального зазора* зубчатой передачи (рис. 4.3.16, 4.3.17).

В подавляющем большинстве случаев высоту начальной головки зуба шестерни принимают равной начальной высоте головки зуба сопряженного с ней колеса, а высоту начальной ножки зуба шестерни – равной начальной высоте ножки зуба сопряженного с ней колеса.

В этом случае:

$$h_{\omega a1} = h_{\omega a2} = h_{\omega a}, \quad (4.3.19)$$

$$h_{\omega f1} = h_{\omega f2} = h_{\omega f}. \quad (4.3.20)$$

Из рис. 4.3.16, 4.3.17 очевидно, что:

$$c = h_{\omega f} - h_{\omega a}. \quad (4.3.21)$$

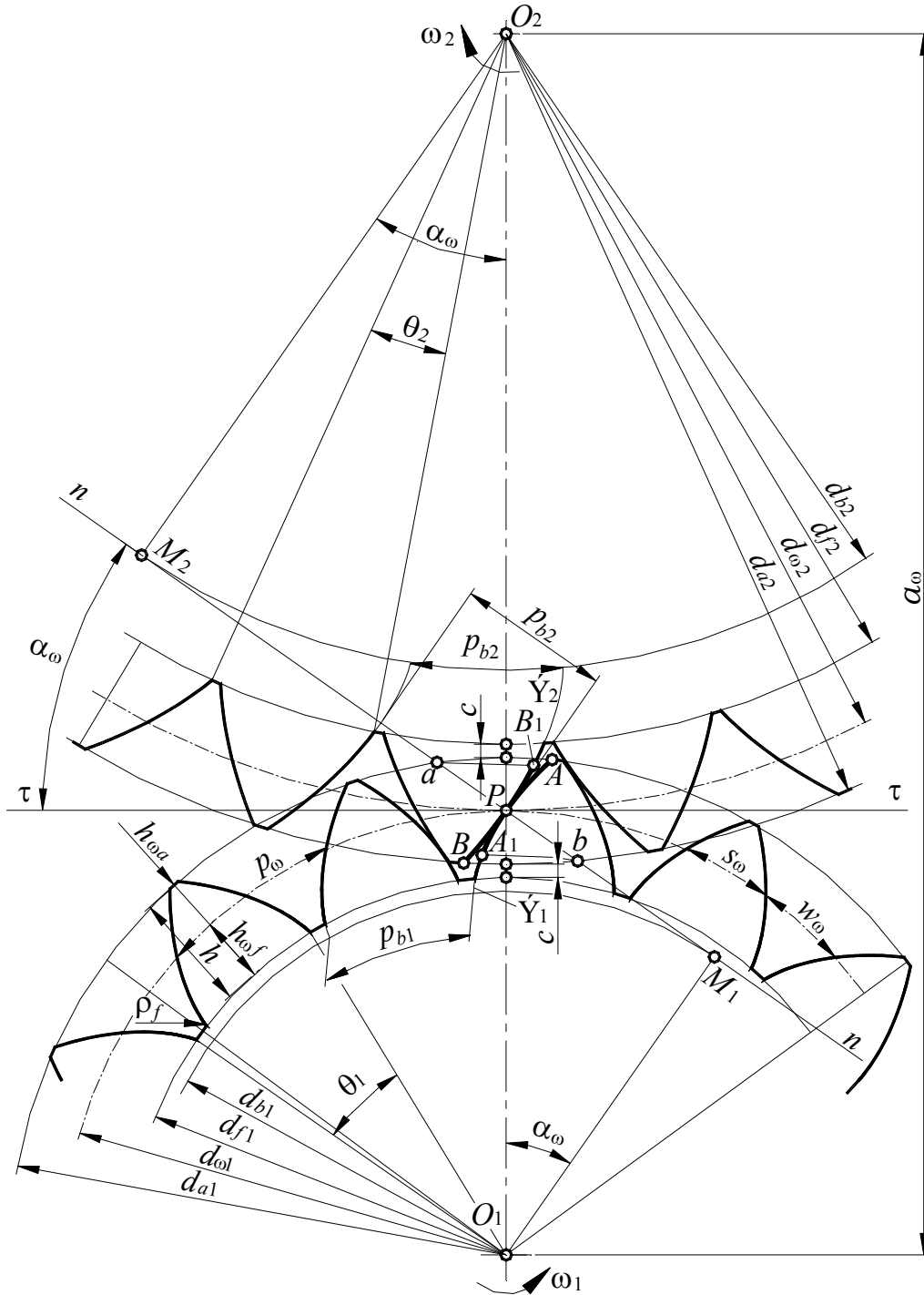


Рис. 4.3.16

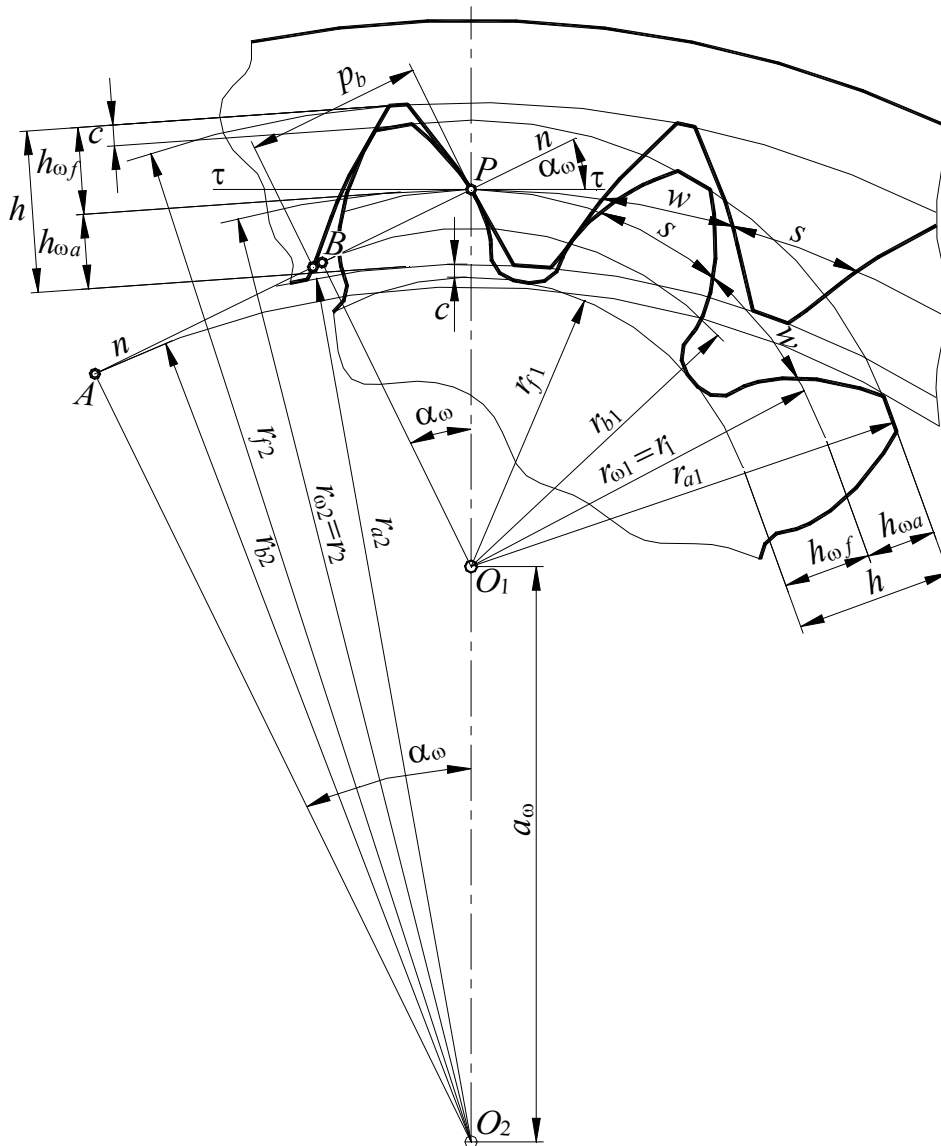


Рис. 4.3.17

Расстояние, измеренное по дуге какой-либо окружности между профилями одного и того же зуба называется *окружной толщиной зуба* по этой окружности s .

Окружную толщину зуба по *начальной* окружности s_{ω} называют *начальной окружной толщиной зуба*.

Расстояние, измеренное по дуге какой-либо окружности между ближайшими профилями соседних зубьев называется *окружной шириной впадины* по этой окружности w .

Окружную ширину впадины по *начальной* окружности w_{ω} называют *начальной окружной шириной впадины*.

Расстояние p между одноименными профилями двух соседних зубьев, измеренное по дуге какой-либо окружности, называют *окружным шагом зубьев* по этой окружности.

Окружной шаг по *начальной* окружности p_ω называют *начальным* окружным шагом.

Начальный окружной шаг зубьев p_ω , измеряемый по *начальной* окружности, равен сумме *начальной окружной толщины* зуба s_ω и *начальной окружной ширины впадины* w_ω :

$$p_\omega = s_\omega + w_\omega. \quad (4.3.22)$$

Для непрерывной передачи движения *начальный окружной шаг* зубьев должен быть одинаков у *обоих* колес.

Окружность d , по которой окружная толщина зуба s_ω равна окружной ширине впадины w_ω (без учета зазоров), называется *делительной* окружностью.

Делительная окружность является базовой для определения геометрических параметров колеса.

Для любых концентрических i -х окружностей зубчатого колеса справедливо равенство:

$$\pi d_i = z p_i \quad (4.3.23)$$

где z – число зубьев колеса;

p_i – окружной шаг зубьев, измеренный по окружности диаметра d_i .

Из формулы (4.3.23):

$$d_{1i} = \frac{p_i}{\pi} z_1, \quad (4.3.24)$$

$$d_{2i} = \frac{p_i}{\pi} z_2 \quad (4.3.25)$$

Линейная величина m_i , в π раз меньшая окружного шага зубьев p_i называется *окружным модулем* зубьев по i -ой окружности:

$$m_i = \frac{p_i}{\pi}. \quad (4.3.26)$$

Окружной модуль, так же как и окружной шаг, имеет разные значения для различных концентрических окружностей зубчатого колеса, поэтому различают *начальный*, *основной окружной* и другие модули.

Делительный модуль зубьев m , или просто *модуль*, – это основной параметр, используемый для расчета размеров зубчатого колеса с данным числом зубьев.

В этом случае:

$$d_1 = \frac{p}{\pi} z_1 = m z_1, \quad (4.3.27)$$

$$d_2 = \frac{p}{\pi} z_2 = m z_2 \quad (4.3.28)$$

где d_1 – диаметр *делительной* окружности шестерни;
 d_2 – диаметр *делительной* окружности колеса.

Применим формулу (4.3.23) для *начальных* окружностей:

$$\pi d_{\omega 1} = z_1 p_{\omega}, \quad (4.3.29)$$

$$\pi d_{\omega 2} = z_2 p_{\omega}, \quad (4.3.30)$$

откуда, с учетом (4.3.11):

$$\frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}} = \frac{z_2}{z_1} = u. \quad (4.3.31)$$

Из формулы (4.3.10) с учетом (4.3.31) очевидно:

$$d_{\omega 1} = \frac{2a_{\omega}}{u \pm 1} = \frac{2a_{\omega} z_1}{z_2 \pm z_1}, \quad (4.3.32)$$

$$d_{\omega 2} = \frac{2a_{\omega} u}{u \pm 1} = \frac{2a_{\omega} z_1}{z_2 \pm z_1}. \quad (4.3.33)$$

Понятие *начальных* окружностей является *кинематическим* и связано с *зацеплением* двух зубчатых колес, в то время как понятие *делительной* окружности относится к *отдельно взятому* зубчатому колесу.

В *немодифицированном* зацеплении *делительные* окружности *совпадают* с *начальными*:

$$d = d_{\omega}. \quad (4.3.34)$$

Центральный угол θ окружности зубчатого колеса, соответствующий *шагу зацепления*, называется *угловым шагом*:

$$\theta_1 = \frac{2\pi}{z_1}, \quad (4.3.35)$$

$$\theta_2 = \frac{2\pi}{z_2}. \quad (4.3.36)$$

При проектных расчетах используют *относительные* величины для выражения параметров передачи через модуль:

h_a^* – коэффициент *высоты головки*;

c^* – коэффициент *радиального зазора*.

Тогда:

радиальный зазор:

$$c = c^* m. \quad (4.3.37)$$

высота делительной головки зуба:

$$h_a = h_a^* m, \quad (4.3.38)$$

высота делительной ножки зуба:

$$h_f = h_a + c = (h_a^* + c^*) m, \quad (4.3.39)$$

высота зуба:

$$h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*) m. \quad (4.3.40)$$

диаметр окружности вершин:

$$d_a = d \pm 2h_a = m(z \pm 2h_a^*), \quad (4.3.41)$$

диаметр окружности впадин:

$$d_f = d \mp 2h_f = m(z \mp 2h_a^* \mp 2c^*), \quad (4.3.42)$$

В формулах (4.3.41), (4.3.42):

знак «+» относится к *внешнему* зацеплению,

знак «-» относится к *внутреннему* зацеплению.

Для цилиндрических эвольвентных передач приняты следующие стандартные величины:

при $m > 1$ мм $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$.

4.3.5.2.3. Силовой расчет цилиндрической эвольвентной прямозубой передачи

При передаче крутящего момента T_1 в зацеплении двух прямозубых колес возникает *циклическая* сила нормального давления, *распределенная по контактной линии* b и действующая вдоль линии зацепления, которую заменяют *равнодействующей* силой F_n (рис. 4.3.18).

Переносим силу F_n по линии ее действия в полюс зацепления P и раскладываем ее на окружную составляющую силу F_t и радиальную составляющую силу F_r , получим:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{\omega 1}} = F_n \sin \alpha_{\omega}, \quad (4.3.43)$$

$$F_r = F_n \cos \alpha_{\omega} = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega}. \quad (4.3.44)$$

Перекачивание зубьев происходит со скольжением одного профиля по другому и поэтому в зацеплении возникает также сила трения:

$$F_T = fF_n. \quad (4.3.45)$$

Усилия, возникающие в зацеплении колес, кроме деформации зубьев, вызывают и деформации валов, корпусов и опор, что приводит к неравномерному распределению нагрузки вдоль контактной линии зубьев, а также к дополнительным динамическим нагрузкам. Такое же влияние оказывают неизбежные погрешности изготовления и монтажа деталей передачи.

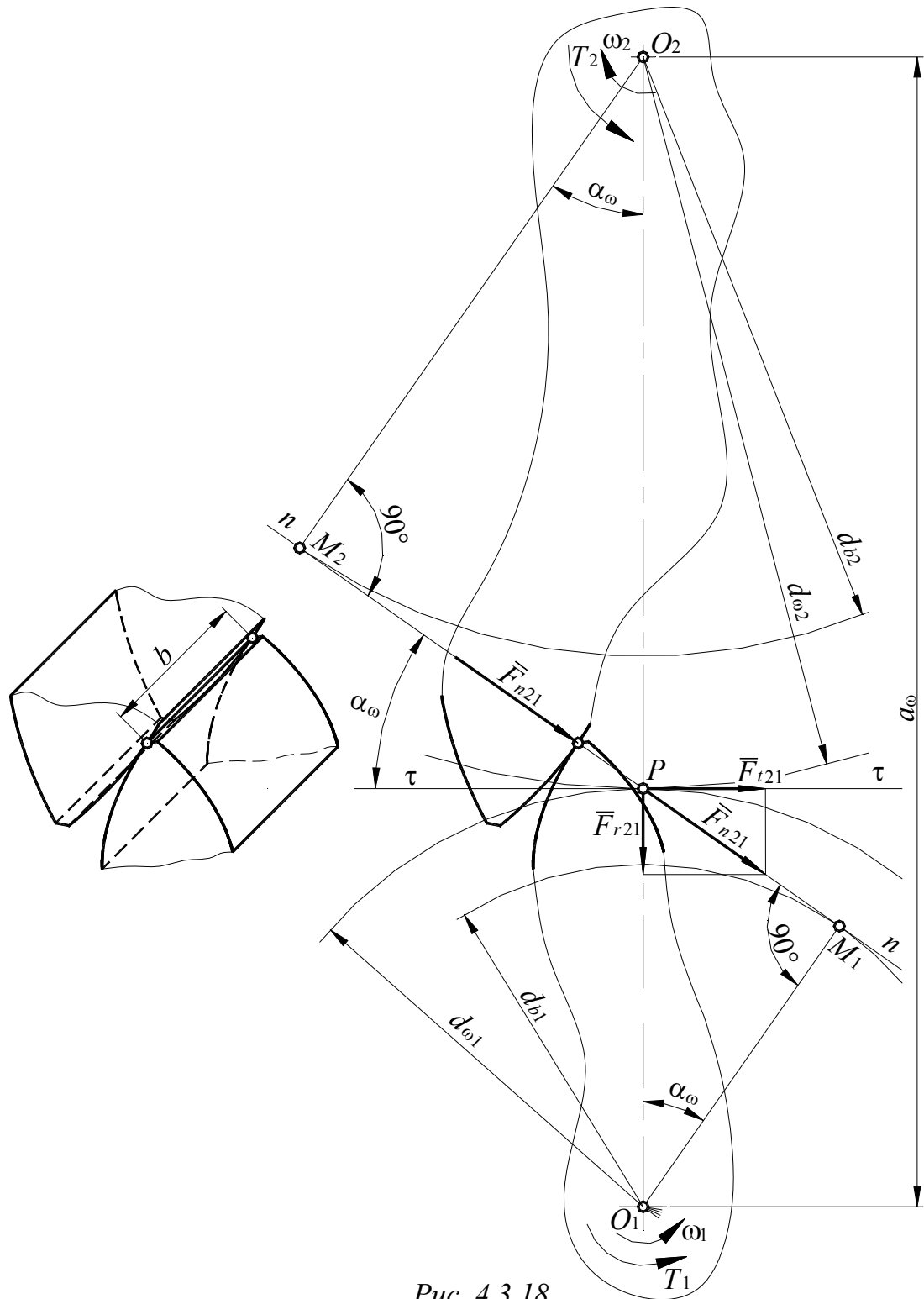


Рис. 4.3.18

Для учета влияния этих факторов на прочность зубьев номинальную нагрузку при расчете несколько увеличивают введением коэффициента нагрузки K :

$$F = KF_H, \quad (4.3.46)$$

$$T = KT_H, \quad (4.3.47)$$

$$P = KP_H, \quad (4.3.48)$$

где F – расчетная сила,
 F_H – номинальная сила,
 T – расчетный момент,
 T_H – номинальный момент,
 P – расчетная мощность,
 P_H – номинальная мощность,
 K – коэффициент нагрузки.

$$K = K_\beta K_V \quad (4.3.49)$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки;
 K_V – коэффициент динамичности нагрузки.

Коэффициент концентрации нагрузки K_β учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине зуба и определяется отношением наибольшей удельной нагрузки q_{\max} к ее средней величине q :

$$K_\beta = \frac{q_{\max}}{q}. \quad (4.3.50)$$

Значение q можно найти из отношения:

$$q = \frac{F_n}{b}, \quad (4.3.51)$$

где F_n – нормальное усилие в зацеплении;
 b – длина зуба (длина контактной линии).

Величина q_{\max} зависит от взаимного перекоса зубьев, точное определение которого чрезвычайно затруднено. При проектном расчете величину K_β выбирают *ориентировочно* в зависимости от типа нагрузки, характеристики материала, степени точности зубчатых колес и схемы передачи в пределах (1,0-1,4). Меньшие значения принимают для прирабатывающихся колес ($HV < 350$ хотя бы у одного из колес пары) и при нагрузке, близкой к постоянной, большие – для неприрабатывающихся широких ($b > d_1$) колес. При высоких окружных скоростях ($v > 15$ м/с) и хороших условиях смазки между зубьями создается постоянный масляный слой, защищающий их от износа. Это явление снижает влияние приработки зубьев на уменьшение концентрации нагрузки.

Для уменьшения q_{\max} и K_β при проектировании передач рекомендуется: располагать колеса симметрично относительно опор; при несимметричном или консольном расположении применять колеса меньшей ширины, так как при прочих равных условиях влияние перекоса

зубьев увеличивается с увеличением ширины колес; увеличивать жесткость валов за счет сокращения их длины; придавать зубьям специальную бочкообразную форму и т.д.

Погрешности формы и взаимного расположения зубьев (окружного шага) являются причиной неплавности работы зубчатой пары, колебаний угловой скорости колес. Последние вызывают в зацеплении дополнительные инерционные усилия, которые и называют *динамической нагрузкой*. Влияние динамической нагрузки учитывается *коэффициентом динамичности нагрузки* K_V , который равен отношению полной нагрузки $F_n + F_{нд}$ к номинальной F_n :

$$K_V = 1 + \frac{F_{нд}}{F_n} \quad (4.3.52)$$

где $F_{нд}$ – дополнительная динамическая нагрузка.

Величины $F_{нд}$ и K_V зависят от погрешности профиля зуба и окружного шага, от окружной скорости, упругости деталей передачи, масс звеньев и др. Динамическую нагрузку, обусловленную погрешностями зацепления, не следует смешивать с динамической нагрузкой, вызванной резкими колебаниями внешней нагрузки на передачу.

При *предварительных* расчетах коэффициент динамичности нагрузки K_V выбирают приближенно в пределах (1,0-1,6). Меньшие значения принимают при высокой степени точности изготовления и малой окружности скорости ($v \leq 1$ м/с).

Коэффициент нагрузки K для предварительных расчетов можно принимать из диапазона (1,3-1,5), причем меньшие значения следует брать для тихоходных передач и прирабатывающихся материалов.

После определения размеров передачи значения K_B и K_V уточняют и, если необходимо, в расчет вносят поправки.

4.3.5.2.4. Расчет рабочих поверхностей зубьев на прочность по контактным напряжениям

Под действием силы *нормального* давления F_n в зоне контакта зубьев возникают циклические *контактные* напряжения σ_H , которые при определенных условиях могут привести к *усталостному выкрашиванию* или к *пластической деформации* рабочих поверхностей зубьев.

Контакт зубьев (рис. 4.3.18) можно *условно* отождествить с контактом двух *круговых* цилиндров, радиусы r_1 и r_2 которых равны *радиусам кривизны эвольвент* ρ_1 и ρ_2 в точке контакта.

Наибольшие контактные напряжения на поверхности сжимаемых цилиндров определяют по формулам (2.10.10) и (2.10.11), обобщенная запись которых для данного случая принимает вид:

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{q \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}}, \quad (4.3.53)$$

где q – интенсивность нагрузки (нагрузка, распределенная по длине контактной линии);

E_1 и E_2 – модули упругости первого рода материалов сопрягаемых колес.

В формуле (4.3.53) знак «+» относится к внешнему контакту двух цилиндров, знак «–» – к внутреннему контакту.

Условие прочности при расчете на контактную прочность на основании уравнения (4.3.53) можно записать в виде:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}} \leq \sigma_{H_p}, \quad (4.3.54)$$

где σ_H — максимальное сжимающее (контактное) напряжение в центре площадки контакта (H – первая буква фамилии автора этой формулы Герца в латинской транскрипции);

$$q = \frac{F_n}{b}; \quad (4.3.55)$$

F_n – нормальная сила в зацеплении;

b – длина контактной линии;

$E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости первого рода;

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}; \quad (4.3.56)$$

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны контактирующих цилиндров;

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}, \quad (4.3.57)$$

где знак «+» относится к внешнему контакту двух цилиндров, знак «–» – к внутреннему контакту.

σ_{H_p} – допускаемые контактные напряжения.

Формула Герца справедлива при следующих допущениях:

- контакт происходит при статических условиях нагружения;
- сжимающая сила нормальна площадке контакта, т.е. на поверхности цилиндров нет касательных сил;
- смазка отсутствует;

— сжимаемые тела изготовлены из идеально упругих и однородных материалов.

Формула не учитывает и таких специфических факторов работы зубчатых передач, как гидродинамические явления, происходящие в слое смазки между контактирующими поверхностями, наличие динамических нагрузок и касательных сил трения, неравномерность нагрузки и т.д. Поэтому при использовании формулы Герца для расчета зубьев необходимо вводить поправочные коэффициенты.

Введем в формулу Герца коэффициент нагрузки K и преобразуем ее с целью большего удобства в практическом использовании.

Расчетная удельная нагрузка в этом случае будет равна:

$$q = \frac{KF_{нн}}{b} = \frac{KF_{тн}}{b \cos \alpha_{\omega}} = \frac{2KT_{2н}}{bd_{\omega 2} \cos \alpha_{\omega}} = \frac{2KT_{1н}}{bd_{\omega 1} \cos \alpha_{\omega}} = \frac{2KT_{2н}}{bd_{\omega 1} u \cos \alpha_{\omega}}, \quad (4.3.58)$$

где $F_{нн}$ – номинальная нормальная сила в зацеплении;

$F_{тн}$ – номинальная окружная сила в зацеплении;

$T_{н1}$ – номинальный момент на шестерне;

$T_{н2}$ – номинальный момент на колесе;

$d_{\omega 1}$ – диаметр начальной окружности шестерни;

$d_{\omega 2}$ – диаметр начальной окружности колеса;

u – передаточное число зубчатой пары.

b – ширина зубчатого венца колеса.

Как отмечалось в разделе 4.3.4, зона *минимальной контактной прочности* зуба находится на ножке зуба *вблизи начальной окружности*. Поэтому при выводе формул для прочностного расчета передачи по контактными напряжениям рассмотрим случай, когда контакт профилей происходит *в полюсе зацепления* (рис. 4.3.19).

Приведенный радиус кривизны профилей зубьев в полюсе зацепления определяем, воспользовавшись формулой (4.3.2):

$$\rho_1 = \overline{M_1 P} = r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = \frac{d_{\omega 1}}{2} \sin \alpha_{\omega}, \quad (4.3.59)$$

$$\rho_2 = \overline{M_2 P} = r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = \frac{d_{\omega 2}}{2} \sin \alpha_{\omega}, \quad (4.3.60)$$

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{d_{\omega 1} d_{\omega 2} \sin \alpha_{\omega}}{2(d_{\omega 2} \pm d_{\omega 1})} = \frac{d_{\omega 1} u \sin \alpha_{\omega}}{2(u \pm 1)}. \quad (4.3.61)$$

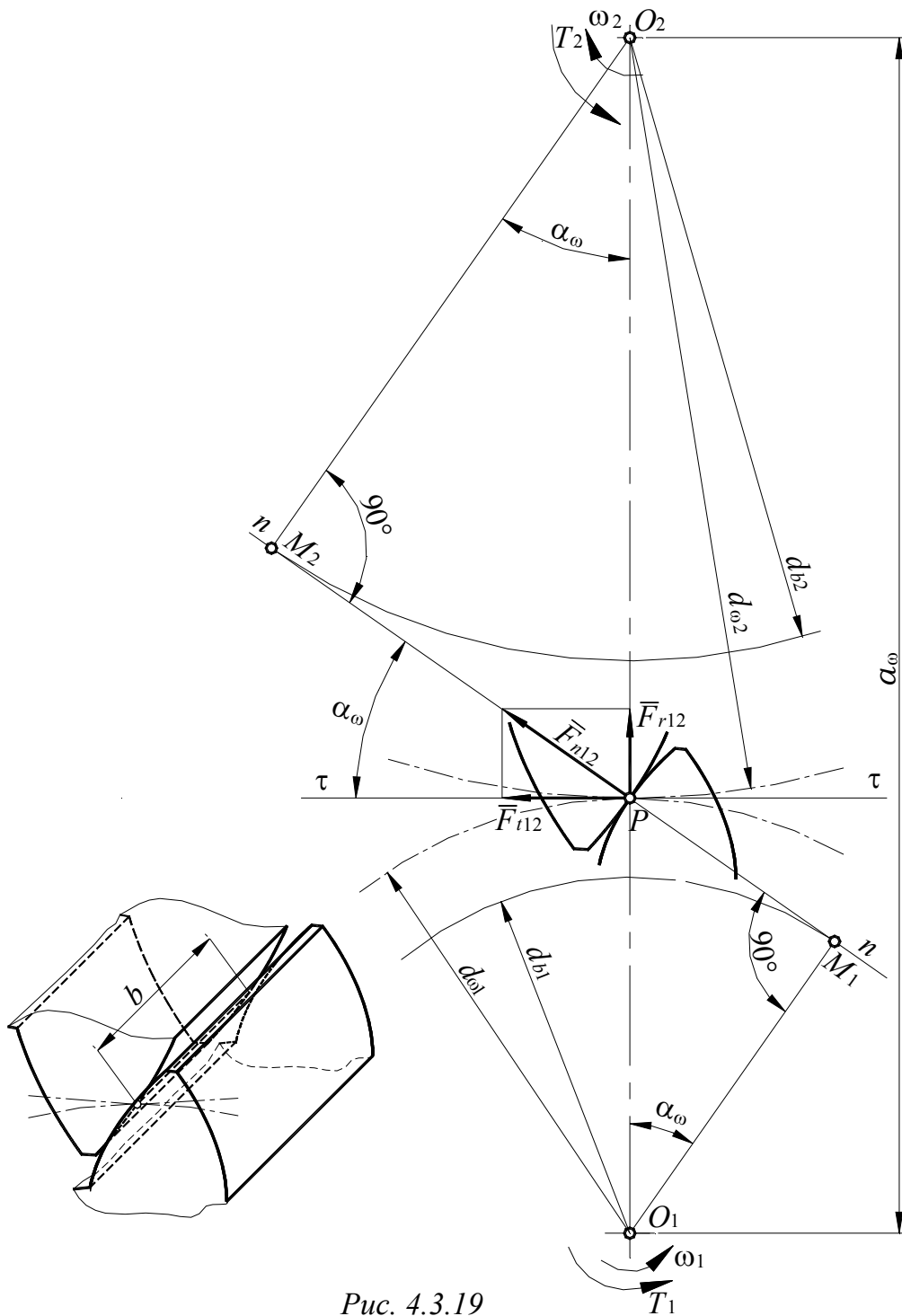


Рис. 4.3.19

На основании формулы (4.3.10):

$$a_{\omega} = \frac{d_{\omega 1}(u \pm 1)}{2}. \quad (4.3.62)$$

Тогда:

$$d_{\omega 1} = \frac{2a_{\omega}}{u \pm 1}. \quad (4.3.63)$$

Подставив в формулу (4.3.54) вместо q его значение из (4.3.58) и вместо $\rho_{\text{пр}}$ его значение из (4.3.61), после преобразований получим:

$$\sigma_H = \frac{1,182}{d_{\omega 1} u} \sqrt{\frac{KT_{2H} (u \pm 1) E_{\text{пр}}}{b \sin 2\alpha_{\omega}}} \leq \sigma_{H\text{р}}. \quad (4.3.64)$$

Из формулы (4.3.64) видно, что контактное напряжение зависит от величины межосевого расстояния a_{ω} и передаточного числа u и не зависит от модуля m . Формулу (4.3.64) используют при *проверочных* расчетах колес.

В *проектных* расчетах ширину венца колеса b выражают через коэффициент относительной ширины колеса ψ_{ba} , равный:

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_{\omega}}. \quad (4.3.65)$$

Подставив в формулу (4.3.64) вместо $d_{\omega 1}$ его значение из (4.3.63) а вместо b его значение из (4.3.65), после преобразований получим:

$$a_{\omega} \geq 0,7(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_{2H} E_{\text{пр}}}{\sigma_H^2 u^2 \psi_{ba} \sin 2\alpha_{\omega}}}. \quad (4.3.66)$$

Далее расчет передачи производится по формулам, приведенным в разделе 4.4.2.4.

4.3.5.2.5. Расчет зубьев на прочность по изгибным напряжениям

Практикой эксплуатации установлено, что для передач *7-9 степеней точности* деформации зубьев в зоне контакта не могут полностью компенсировать неизбежные погрешности шагов зацепления сопрягаемых колес. Поэтому при расчете зубьев на прочность принимают, что вся нагрузка передается *одной* парой зубьев в течение всего периода зацепления.

Поскольку коэффициент трения f в зацеплении имеет небольшое значение (0,05-0,08), то и возникающая при скольжении зубьев сила трения будет относительно мала, поэтому ее влиянием на величину суммарного напряжения в теле зуба пренебрегают.

Представим зуб, как консольную балку, закрепленную у основания и нагруженную на конце консоли нормальной к поверхности силой F_n . В процессе зацепления точка приложения силы к зубу перемещается по рабочему участку профиля зуба (рис. 4.3.18).

Рассмотрим случай, когда сила, действующая на зуб, приложена к вершине зуба, т.е. когда плечо силы относительно сечения зуба у его основания максимально (рис. 4.3.20).

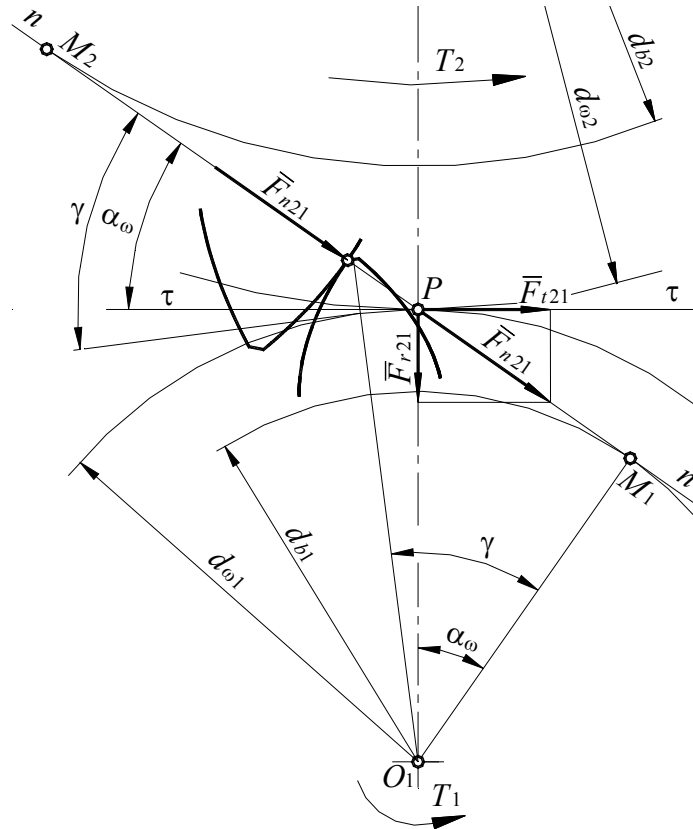


Рис. 4.3.20

Угол γ между линией действия силы F_n и нормалью к оси симметрии зуба в рассматриваемый момент времени несколько больше угла зацепления α_ω .

С достаточной для практики точностью можно принять, что:

$$\gamma \approx \alpha_\omega \quad (4.3.67)$$

Перенесем точку приложения силы F_n с поверхности зуба на ось его симметрии в точку C и, с учетом (4.3.67), разложим силу F_n на две составляющие: изгибающую $F_n \cos \alpha_\omega$ и сжимающую $F_n \sin \alpha_\omega$ (рис. 4.3.21).

Для нахождения опасного сечения построим на оси симметрии зуба квадратичную параболу с вершиной в точке C так, чтобы эта кривая касалась профиля зуба. Такая парабола очерчивает се-

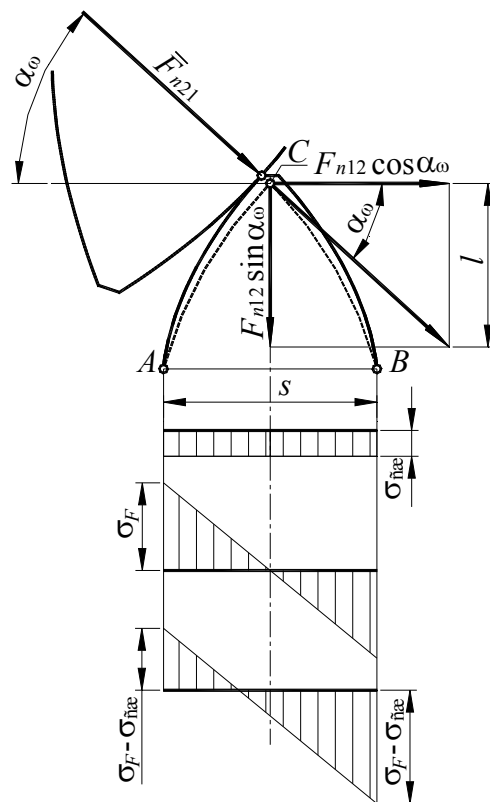


Рис. 4.3.21

чение консольной балки равного сопротивления изгибу, поэтому точки A и B касания ее с боковой поверхностью зуба определяют положение опасного сечения AB . При этом учитывается, что напряжения сжатия малы по сравнению с напряжениями изгиба и не оказывают существенного влияния на прочность зуба.

Эпюры напряжений изгиба σ_F , сжатия $\sigma_{сж}$ и суммарных напряжений показаны на рис. 4.3.21.

Расчет зуба на изгиб ведут по той стороне зуба, на которой находятся *растянутые* волокна, так как именно в зоне A на *растянутой* стороне при эксплуатации появляются усталостные трещины и начинается разрушение зуба.

Номинальные напряжения в опасном сечении с учетом уравнений (4.3.43), (4.3.44) равны:

$$\sigma = \sigma_F - \sigma_{сж} = \frac{M}{W} - \frac{F_n \sin \alpha_\omega}{A} = \frac{M}{W} - \frac{F_r}{A} \leq \sigma_{Fp}, \quad (4.3.68)$$

где M — изгибающий момент в опасном сечении;

$$M = F_n l \cos \alpha_\omega = F_t l; \quad (4.3.69)$$

W — осевой момент сопротивления опасного сечения зуба;

$$W = \frac{bs^2}{6}; \quad (4.3.70)$$

A — площадь опасного сечения;

$$A = bs; \quad (4.3.71)$$

l — плечо изгибающей силы $F_n \cos \gamma$;

b — длина зуба (ширина зубчатого венца колеса);

s — толщина зуба по хорде в опасном сечении;

σ_{Fp} — допускаемое напряжение.

Подставив значения величин M , W , A из формул (4.3.69)-(4.3.71) в формулу (4.3.68), с учетом коэффициента нагрузки K , а также умножив числитель и знаменатель дроби на m , получим:

$$\sigma = \frac{KF_t}{bm} \left(\frac{6lm}{s^2} - \frac{m \operatorname{tg} \alpha_\omega}{s} \right) \leq \sigma_{Fp}. \quad (4.3.72)$$

Введем обозначение:

$$\frac{1}{Y_F} = \frac{6lm}{s^2} - \frac{m \operatorname{tg} \alpha_\omega}{s}, \quad (4.3.73)$$

где Y_F — коэффициент формы зуба, характеризующий положение наиболее опасного сечения зуба (он зависит от формы зубьев, числа зубьев шестерни и от коэффициента смещения исходного контура).

Тогда уравнение прочности при изгибе (4.3.72) примет вид:

$$\sigma = \frac{KF_t}{mbY_F} \leq \sigma_{Fp} \quad (4.3.74)$$

Величину коэффициента формы зуба Y_F определяют либо по таблицам, либо по графикам, приводимым в специальной литературе.

Проверочные расчеты на изгиб по формуле (4.3.74) выполняют в тех случаях, когда основным критерием работоспособности заведомо является контактная прочность. В этом случае после определения a_{ω} из расчета на контактную прочность задаются величиной модуля m и числом зубьев z . Обычно принимают $m = (0,01 - 0,02)a_{\omega}$ для улучшенных колес или $m = (0,016 - 0,030)a_{\omega}$ для закаленных зубьев. В силовых передачах не рекомендуется принимать модуль меньше (1,5-2) мм.

Для большинства открытых передач, а также для передач, у которых зубья закалены до высокой твердости, прочность на изгиб является основным критерием работоспособности.

В этом случае расчетным параметром является модуль зацепления m .

Для проектного расчета преобразуем формулу (4.3.74). При таком расчете передача предварительно рассчитывается без смещения. Тогда, в соответствии с формулой (4.3.101) угол зацепления передачи α_{ω} равен:

$$\alpha_{\omega} = \alpha, \quad (4.3.75)$$

где α – профильный угол исходного контура, равный 20° .

На основании формул (4.3.112) и (4.3.43) с учетом (4.3.75) для передачи без смещения можно записать:

$$d_{\omega} = d = mz. \quad (4.3.76)$$

Введем в расчет коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{bm} , определяемый по формуле:

$$\psi_{bm} = \frac{b}{m}. \quad (4.3.77)$$

Из формулы (4.3.58) с учетом (4.3.76) получаем:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (4.3.78)$$

Из формулы (4.3.74) с учетом (4.3.76) – (4.3.78) после преобразований получим формулу для определения величины модуля зацепления:

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2KT}{\sigma_{Fp} z \psi_{bm} Y_F}}. \quad (4.3.79)$$

Расчет по формуле (4.3.79) при одинаковых материалах пары сопрягаемых колес следует вести по шестерне. При разных материалах расчет проводят по тому из колес, у которого отношение $\frac{\sigma_F}{Y_F}$ меньше.

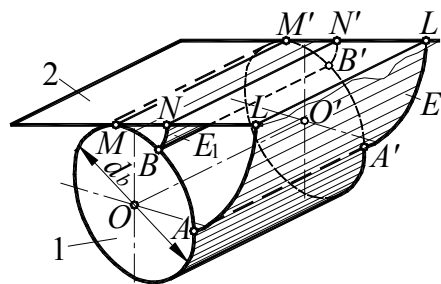


Рис. 4.3.22

Полученное значение m округляют до стандартного, а затем определяют остальные параметры передачи.

4.3.5.3. Цилиндрические зубчатые косозубые передачи с круглыми колесами. Их особенности

4.3.5.3.1. Основные понятия и определения

Образование эвольвентной поверхности *прямого* зуба можно представить при рассмотрении качения без проскальзывания производящей плоскости по основному цилиндру диаметра d_b , (рис. 4.3.9, 4.3.10, 4.3.22).

В *прямозубых* зацеплениях соприкасаются друг с другом две *цилиндрические эвольвентные* поверхности E (рис. 4.3.22), являющиеся *боковыми поверхностями* зубьев. При этом происходит прямолинейный контакт зубьев, так как линией их контакта является *прямая*, параллельная образующей основных цилиндров диаметров d_{b1} и d_{b2} , то есть их осям вращения. Геометрическое место всех линий касания одной пары зубьев за весь период зацепления называется *полем зацепления*.

Зацепление цилиндрических прямозубых колес имеет недостатки. В частности, коэффициент перекрытия таких колес ограничен весьма узкими пределами (для внешнего зацепления $1 < \epsilon_\gamma < 2$), вследствие чего вся нагрузка распределяется не более чем на две пары зубьев. Погрешности изготовления колес могут привести к значительному увеличению шума, ударам и т.п. Окружные скорости v прямозубых колес даже при достаточно высоких степенях точности ограничены – до 15 м/с.

Коэффициент перекрытия можно увеличить применением *ступенчатых* зубчатых колес. Возьмем пару сопряженных зубчатых прямозубых колес и рассечем ее n плоскостями, параллельными торцевой плоскости. В результате получим прямозубые сопряженные зубчатые колеса, состоящие из $n + 1$ составляющих узких колес (рис. 4.3.23). Повернем каждое последующее составляющее узкое колесо относительно предыдущего на некоторый угол $\Delta\tau_i$ относительно оси колеса.

При этом:

$$\Delta\tau_1(n + 1) = \tau_1,$$

$$\Delta\tau_2(n+1) = \tau_2,$$

$$\tau_1 = u\tau_2,$$

где u – передаточное число.

Тогда в момент выхода из зацепления зубьев первой сопряженной пары узких колес соответствующий зуб второй сопряженной пары узких колес будет еще находиться в зацеплении и т.д. Дуга зацепления, таким образом, увеличивается, что влечет за собой увеличение коэффициента перекрытия и, следовательно, улучшение плавности передачи. Несомненным достоинством передач, составленных из ступенчатых прямозубых колес, является и отсутствие осевой составляющей силы в зацеплении. Причиной, по которой такие передачи не получили распространения, является сложность обеспечения необходимой точности сборки.

При бесконечно большом числе сечений форма боковой поверхности зуба становится эвольвентной винтовой (рис. 4.3.24). Зацепление таких зубьев называют *косозубым*.

Образование боковой поверхности *косо*го зуба можно представить, если рассмотреть качение без скольжения некоторой плоскости 2 по основному цилиндру диаметром d_b с осью OO (рис. 4.3.25). Располагая на касательной плоскости 2 прямую LL' под углом β_b к образующей цилиндра при обкатке, получим *линейчатую винтовую эвольвентную поверхность G* , представляющую собой боковую поверхность *косо*го зуба. Эта поверхность называется *развертывающимся геликоидом*. Как видно, она представляет собой линейчатую поверхность с образующими, касающимися основного цилиндра. Начальные точки эвольвентной поверхности зубьев располагаются по винтовой линии AA' постоянного шага на основном цилиндре.

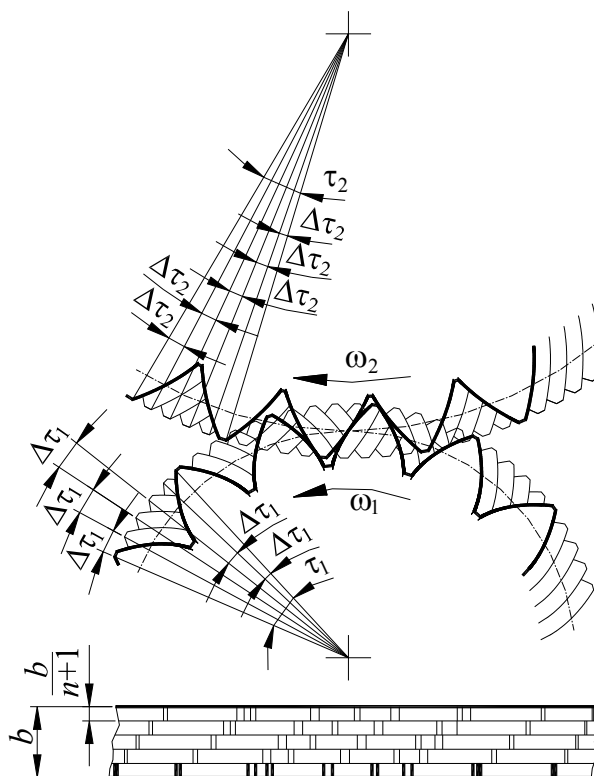


Рис. 4.3.23

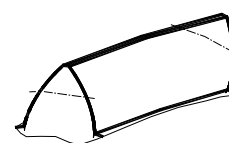


Рис. 4.3.24

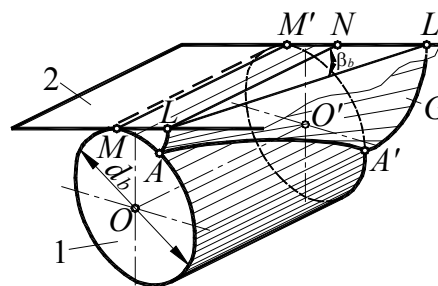


Рис. 4.3.25

Сопряженные поверхности косых зубьев двух цилиндрических зубчатых колес образуются от последовательного качения общей касательной к основным цилиндрам плоскости 2 по основным цилиндрам радиусов r_{b1} и r_{b2} первого и второго зубчатого колеса. Выбранная на плоскости 2 прямая LL' при последовательном обкатывании по основным цилиндрам образует сопряженные поверхности в виде двух взаимно огибаемых геликоидов, линейчатый контакт которых образует *поле зацепления*.

Угол β_b называется *углом наклона винтовой линии зубьев по основной окружности*.

В передаче с *параллельными* осями углы наклона винтовых линий на *начальных* цилиндрах обоих колес при *внешнем* зацеплении равны по величине и противоположны по направлению.

При *внутреннем* зацеплении винтовые линии зубьев двух зубчатых колес должны быть одного наклона (правые или левые). Здесь также имеет место линейчатый контакт, при котором одновременно участвуют различные точки, лежащие на эвольвентной поверхности зуба, образующие поле зацепления.

4.3.5.3.2. Геометрические взаимосвязи в косозубой цилиндрической эвольвентной передаче

По аналогии с прямозубым в косозубом зацеплении различают цилиндры *основные, начальные, делительные, вершин и впадин*.

Линию пересечения боковой поверхности зуба с поверхностью *делительного* цилиндра зубчатого колеса называют *делительной линией* зуба. Острый угол между *делительной* линией зуба и образующей *делительного* цилиндра косозубого колеса носит название *делительного угла наклона линии зуба* β .

Линию пересечения боковой поверхности зуба с поверхностью *начального* цилиндра зубчатого колеса называют *начальной линией* зуба. Острый угол между *начальной* линией зуба и образующей *начального* цилиндра косозубого колеса носит название *начального угла наклона линии зуба* β_ω . Связь угла наклона β_ω с соответствующими параметрами, измеренными по *основному* и *делительному* цилиндрам, можно получить из зависимости для шага винтовой линии p (рис. 4.3.26):

$$p = 2\pi r_b \operatorname{ctg} \beta_b = 2\pi r_\omega \operatorname{ctg} \beta_\omega = 2\pi r \operatorname{ctg} \beta, \quad (4.3.80)$$

откуда:

$$\operatorname{tg} \beta_\omega = \frac{r_\omega}{r_b} \operatorname{tg} \beta_b = \frac{r_\omega}{r} \operatorname{tg} \beta \quad (4.3.81)$$

В косозубом зацеплении (рис. 4.3.27) различают следующие *шаги*:

- торцовый p_t ,
- нормальный p_n ,
- осевой p_a .

Осевой шаг p_a в расчетах используется крайне редко и поэтому в данном курсе не рассматривается.

Из рис. 4.3.26 очевидно, что:

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}. \quad (4.3.82)$$

Разделив обе части уравнения (4.3.82) на число π , получим взаимосвязь между модулями косозубого зацепления:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}. \quad (4.3.83)$$

Нормальный модуль m_n имеет стандартное значение, определяемое режущим инструментом.

Торцовый модуль может иметь самые различные значения в зависимости величина угла наклона зубьев β .

Косозубые цилиндрические колеса, изготовленные методом обкатки, имеют теоретически правильный эвольвентный профиль зуба только в плоскости обкатки, то есть в торцовом сечении. В нормальном сечении профиль несколько отличается от эвольвентного. Однако в большинстве расчетов этим отклонением пренебрегают, считая, что нормальный профиль зуба прямозубого колеса соответствует эвольвентному профилю некоторого условного (эквивалентного) прямозубого колеса, которое получают следующим образом.

Проведем плоскость, рассекающую зубчатое колесо по нормали nn (рис. 4.3.27). В сечении получается прямозубое эллипсоидное колесо с полуосями a и b .

$$a = \frac{d}{2 \cos \beta} = \frac{r}{\cos \beta}, \quad (4.3.84)$$

$$b = \frac{d}{2} = r. \quad (4.3.85)$$

Радиус кривизны данного эллипса по малой полуоси ρ_{kb} (для полюса зацепления P) определяется формулой, известной из аналитической геометрии:

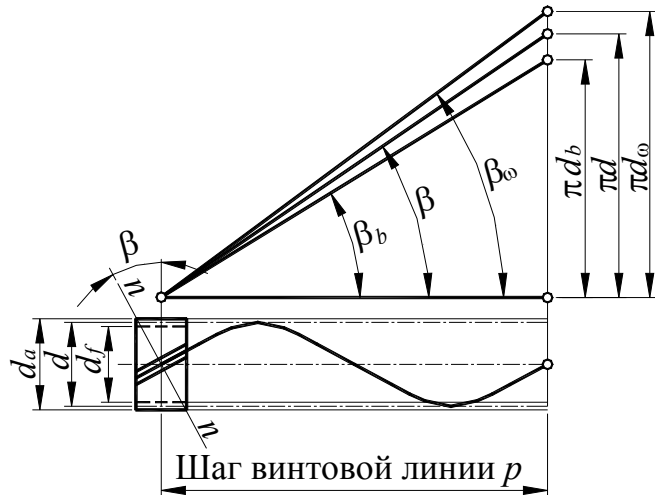


Рис. 4.3.26

$$\rho_{kb} = \frac{a^2}{b} = \frac{r}{\cos^2 \beta} \quad (4.3.86)$$

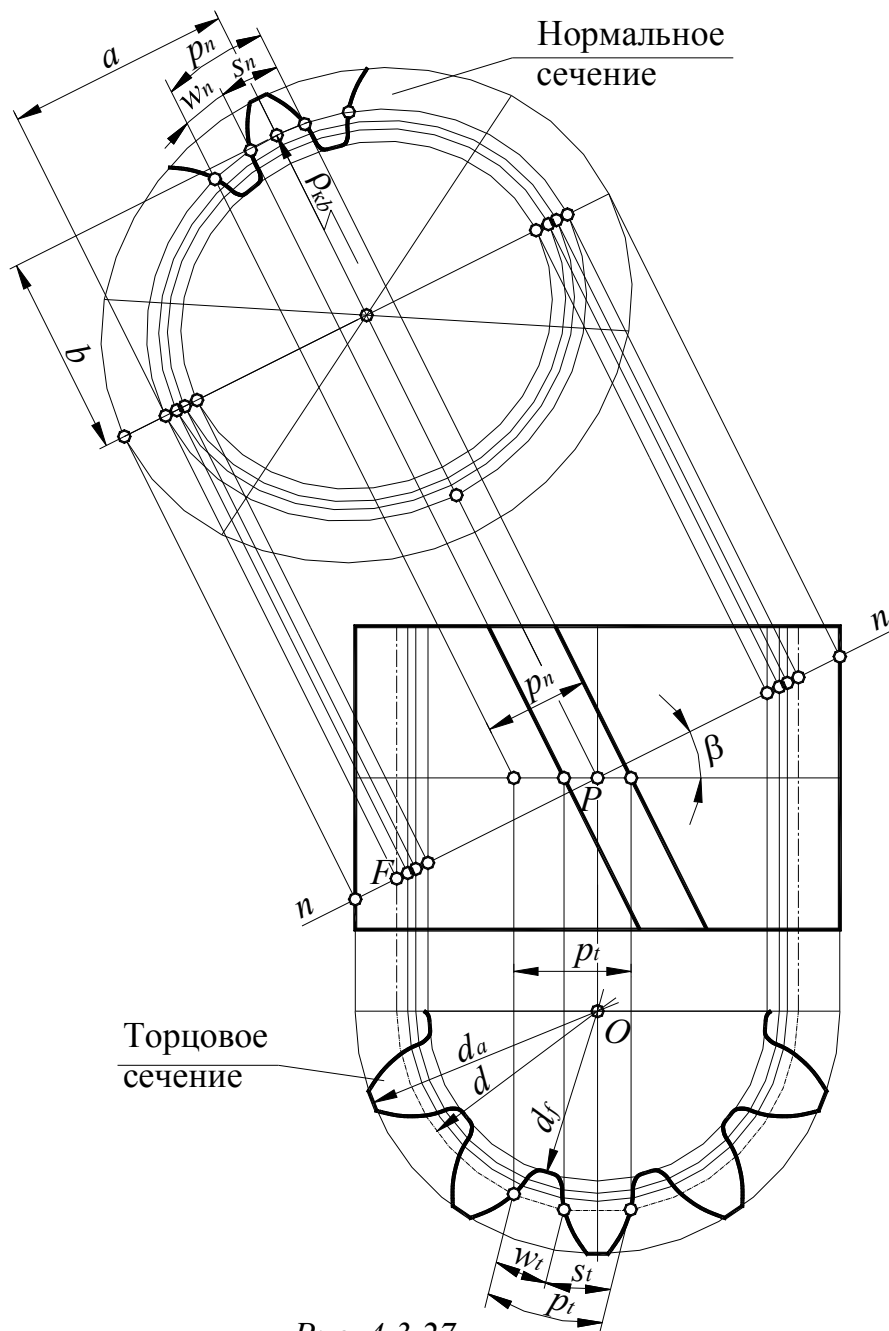


Рис. 4.3.27

Определим число зубьев эквивалентного прямозубого колеса при известном шаге p_n , модуле в нормальном сечении m_n и действительном числе зубьев z . При радиусе начальной окружности, равным ρ_{kb} и приведенном числе зубьев z_v получаем:

$$2\pi\rho_{kb} = z_v p_n \quad (4.3.87)$$

или, после деления обеих частей уравнения на число π :

$$2\rho_{kb} = z_v m_n, \quad (4.3.88)$$

откуда найдем приведенное число зубьев:

$$z_v = \frac{2\rho_{kb}}{m_n}. \quad (4.3.89)$$

Подставив значение ρ из (4.3.86), получим:

$$z_v = \frac{2r}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} \quad (4.3.90)$$

Так как:

$$2r = d = m_t z, \quad (4.3.91)$$

то:

$$z_v = \frac{m_t}{m_n} \frac{z}{\cos^2 \beta} \quad (4.3.92)$$

или, после подстановки значения m_t из (4.3.83), получим:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (4.3.93)$$

Одним из основных достоинств зацеплений с косыми зубьями является возможность получения передач с малыми габаритами. Так, если для *прямозубой* передачи наименьшее число зубьев шестерни без смещения z_{\min} равно 18, то для *косозубой* передачи без смещения:

$$z_{\min} = \frac{2f}{\sin^2 \alpha} \cos^3 \beta = 18 \cos^3 \beta. \quad (4.3.94)$$

В *торцовом* сечении геометрия зацепления *косозубых* колес аналогична геометрии зацепления *прямозубых* колес.

Основные размеры *косозубого* колеса *без смещения* вычисляют по следующим формулам:

межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = a = m_t \frac{z_2 \pm z_1}{2} = m_n \frac{z_2 \pm z_1}{2 \cos \beta}, \quad (4.3.95)$$

диаметр делительного цилиндра:

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}, \quad (4.3.96)$$

высота делительной головки зуба:

$$h_a = h_a^* m_n, \quad (4.3.97)$$

высота делительной ножки зуба:

$$h_f = (h_a^* + c^*) m_n, \quad (4.3.98)$$

полная высота зуба:

$$h = (2h_a^* + c^*)m_n, \quad (4.3.99)$$

диаметр цилиндра вершин:

$$d_a = d \pm 2h_a^*m_n = \frac{m_n}{\cos\beta} \pm 2h_a^*m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos\beta} \pm 2h_a^* \right) \quad (4.3.100)$$

диаметр цилиндра впадин:

$$\begin{aligned} d_f &= d \mp 2(h_a^* + c^*)m_n = \frac{m_n}{\cos\beta} \mp 2(h_a^* + c^*)m_n = \\ &= m_n \left(\frac{z}{\cos\beta} \mp 2(h_a^* + c^*) \right). \end{aligned} \quad (4.3.101)$$

В уравнениях (4.3.100) и (4.3.101) *верхний* знак относится к колесу с *внешними* зубьями, *нижний* знак – к колесу с *внутренними* зубьями.

Угол наклона винтовой линии на цилиндре диаметра d_i :

$$\beta_i = \arctg \left(\frac{d_i}{d} \operatorname{tg} \beta \right). \quad (4.3.102)$$

Угол зацепления в торцовом сечении определяется как:

$$\cos \alpha_t = \frac{r_{b1}}{r_1} = \frac{r_{b2}}{r_2}. \quad (4.3.103)$$

Торцовый шаг колес p_t определяется по формуле:

$$p_t = \frac{\pi d_1}{z_1} = \frac{\pi d_2}{z_2}. \quad (4.3.104)$$

Для определения угла α_t зацепления рассечем зуб рейки плоскостями I – торцевой, перпендикулярной к оси колеса, и II – перпендикулярной к образующей зуба (рис. 4.3.32). Угол между плоскостями равен углу β наклона зубьев.

Из прямоугольных треугольников ABC и ABD получаем:

$$BC = AB \operatorname{tg} \alpha_n,$$

$$BD = AB \operatorname{tg} \alpha_t.$$

Из треугольника BDC :

$$BD = \frac{BC}{\operatorname{tg} \beta},$$

откуда:

$$\frac{BC}{BD} = \cos \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\operatorname{tg} \alpha_t}$$

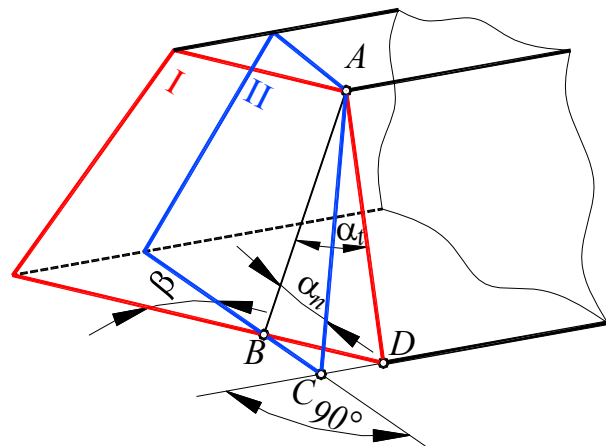


Рис. 4.3.28

или

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_t \cos \beta \quad (4.3.105)$$

4.3.5.5. Особенности прочностного расчета цилиндрических зубчатых косозубых передач по сравнению с прямозубыми

4.3.5.5.1. Силы, действующие в зацеплении

Вектор силы полного давления зуба ведущего колеса на зуб ведомого F_n лежит в плоскости $n-n$ и направлен нормально к образующей поверхности зуба (рис. 4.3.29). В этой плоскости вектор F_n перпендикулярен к профилям в точке касания зубьев, совпадает с линией зацепления и может быть разложен по трем взаимно перпендикулярным направлениям на три составляющие:

- окружную F_t ,
- радиальную F_r ,
- осевую F_a .

$$F_t = \frac{2T}{d_\omega}, \quad (4.3.106)$$

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_\omega}{\cos \beta_\omega}, \quad (4.3.107)$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_\omega. \quad (4.3.108)$$

Нормальная сила F_n равна:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_\omega \cos \beta_\omega}. \quad (4.3.109)$$

Наличие осевой силы F_a , дополнительно нагружающей опоры валов и возрастающей с увеличением угла β наклона зубьев, является основным недостатком косозубых передач.

4.3.5.5.2. Расчет зубьев по контактным напряжениям

Расчет зубьев *косозубых* колес на выносливость по *контактным* напряжениям проводят по формуле Герца (4.3.54).

Так как нормальная к профилю зуба сила F_n действует в нормальном к зубу сечении mn рис. 4.3.29, то расчет производят для этого сечения.

Как отмечалось в разделе 4.3.5.3.2, косозубые цилиндрические колеса, изготовленные методом обкатки, имеют *теоретически правильный эвольвентный профиль* зуба только в *плоскости обкатки*, то есть в *торцовом сечении*. В *нормальном сечении* профиль зуба несколько отличается от эвольвентного. При прочностных расчетах этим отклонени-

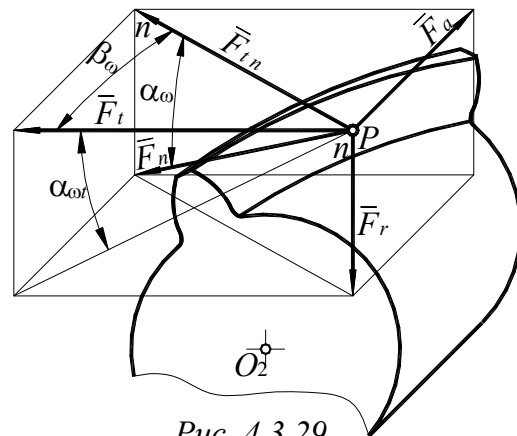


Рис. 4.3.29

ем пренебрегают, считая, что нормальный профиль зуба прямозубого колеса соответствует эвольвентному профилю эквивалентного прямозубого колеса (рис. 4.3.27). Тогда в соответствии с формулами (4.3.59)-(4.3.61) и (4.3.86) для *нормального* сечения *nn* получим:

$$\rho_1 = \frac{d_{\omega 1} \sin \alpha_{\omega}}{2 \cos^2 \beta_{\omega}}, \quad (4.3.110)$$

$$\rho_2 = \frac{d_{\omega 2} \sin \alpha_{\omega}}{2 \cos^2 \beta_{\omega}} = \frac{d_{\omega 1} u \sin \alpha_{\omega}}{2 \cos^2 \beta_{\omega}}, \quad (4.3.111)$$

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{d_{\omega 1} u \sin \alpha_{\omega}}{2(u \pm 1) \cos^2 \beta_{\omega}}. \quad (4.3.112)$$

В отличие от прямозубых передач, в которых зубья сопрягаемых колес входят в зацепление сразу по всей длине зуба, в косозубых передачах зубья сопрягаемых колес входят в зацепление постепенно (рис. 4.3.27-4.4.29), соответственно, они нагружаются и разгружаются также постепенно. При такой геометрии зацепления значительно увеличивается коэффициент перекрытия и в прочностном расчете следует учитывать распределение передаваемой нагрузки между несколькими парами зубьев сопряженных колес передачи по суммарной длине контактных линий l_{Σ} , которая больше ширины колеса b (рис. 4.3.30).

В этом случае формула (4.3.58) для определения *расчетной удельной нагрузки* принимает вид:

$$q = \frac{KF_{\text{нп}}}{l_{\Sigma}} \quad (4.3.113)$$

Если коэффициент торцового $\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{p_{bt}}$ (или осевого ε_{β}) перекрытия равен целому числу (рис. 3.5.38), то суммарная длина контактных линий l_{Σ} будет постоянной в течение всего времени зацепления:

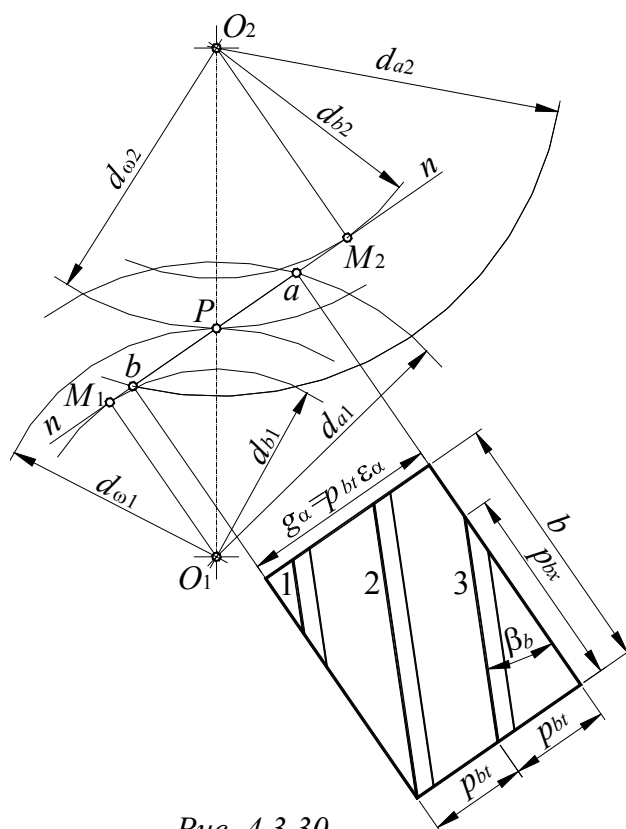


Рис. 4.3.30

$$l_{\Sigma} = \frac{b\varepsilon_{\alpha}}{\cos\beta_b} \quad (3.5.128)$$

где β_b – угол наклона винтовой линии зуба на основном цилиндре.

Действительно, как видно из рис. 4.3.30, при повороте шестерни, например, по направлению вращения часовой стрелки несколько увеличится длина контактной линии 1, но настолько же уменьшится длина линии 3. При этом длина контактной линии 2 не меняется. В результате, независимо от углового положения зубчатых колес суммарная длина контактных линий остается неизменной. Если указанное условие не соблюдается, величина l_{Σ} будет периодически изменяться при вращении колес.

Поскольку в большинстве случаев коэффициент торцового перекрытия ε_{α} не является целым числом, то рекомендуется проектировать передачу так, чтобы целому числу равнялся коэффициент осевого перекрытия ε_{β} . При этом суммарная длина контактных линий l_{Σ} будет постоянной.

С небольшой погрешностью можно принять:

$$\cos\beta_b \approx \cos\beta_{\omega}. \quad (4.3.115)$$

Тогда с учетом (4.3.114) и (4.3.115) формула (4.3.113) для определения расчетной удельной нагрузки преобразуется к виду:

$$q = \frac{KF_{нн} \cos\beta_{\omega}}{b\varepsilon_{\alpha}} \quad (4.3.116)$$

или, с учетом зависимости (4.3.109):

$$q = \frac{KF_{нн}}{b\varepsilon_{\alpha} \cos\alpha_{\omega}}. \quad (4.3.117)$$

Подставив значения q из (4.3.117), $\rho_{пр}$ из (4.3.112) в формулу (4.3.54), с учетом (4.3.58) получим формулу для проверочных расчетов косозубой передачи по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{1,182 \cos\beta_{\omega}}{d_{\omega 1} u} \sqrt{\frac{KT_{2н} (u \pm 1) E_{пр}}{b\varepsilon_{\alpha} \sin 2\alpha_{\omega}}} \leq \sigma_{Hр} \quad (4.3.118)$$

Для проектных расчетов преобразуем формулу (4.3.118), учтя зависимости (4.3.62) и (4.3.65):

$$a_{\omega} \geq 0,7(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_{2н} E_{пр} \cos^2 \beta_{\omega}}{\sigma_H^2 u^2 \psi_{ba} \varepsilon_{\alpha} \sin 2\alpha_{\omega}}}. \quad (4.3.119)$$

4.3.5.5.3. Расчет зубьев по напряжениям изгиба

Данный расчет, как и расчет по контактной прочности, проводят для нормального к зубу сечения mn (рис. 4.3.29). Так как в этом сечении

получается прямозубое эллипсоидное колесо (рис. 4.3.27), то для расчета *косозубой* передачи возможно использование формулы (4.3.74), полученной ранее для расчета *прямозубой* передачи по *изгибным* напряжениям, с некоторой ее коррекцией.

Так как нормальный профиль зуба прямозубого колеса соответствует эвольвентному профилю *эквивалентного* прямозубого колеса (рис. 4.3.27), величину *коэффициента формы зуба* Y_F определяют по таблицам, либо по графикам вида $Y_F = f(z)$ в зависимости от числа зубьев *эквивалентного* прямозубого колеса z_v , которое определяется по формуле (4.3.93).

Изгибающая сила F_{tn} , лежащая в нормальной плоскости nn (рис. 4.3.29), равна:

$$F_{tn} = \frac{F_t}{\cos \beta_\omega}. \quad (4.3.120)$$

Тогда *уравнение прочности по изгибным* напряжениям для косозубых передач примет вид:

$$\sigma_F = \frac{KF_{tn}}{m_n b Y_F} \leq \sigma_{Fp}. \quad (4.3.121)$$

Из формулы (4.3.121) с учетом (4.3.76) – (4.3.78) после преобразований получим формулу для определения величины *нормального* модуля зацепления косозубой передачи, которая используется при *проектных* расчетах:

$$m_n \geq 3 \sqrt{\frac{2KT}{\sigma_{Fp} z \psi_{bm} Y_F \cos \beta_\omega}}. \quad (4.3.122)$$

4.3.6. Пространственные зубчатые передачи

4.3.6.1. Общие сведения

Пространственные зубчатые передачи применяются для передачи вращательного движения между пересекающимися и скрещивающимися осями. Наиболее распространенными *пространственными* передачами являются *конические* и *червячные* передачи, которые и являются предметом изучения данного курса.

4.3.6.2. Конические передачи

4.3.6.2.1. Геометрические взаимосвязи в конической эвольвентной передаче

Конические колеса применяются для передачи вращения с постоянным передаточным отношением между валами, оси которых пересекаются под некоторым углом Σ (рис. 4.3.3, 4.3.31).

Рассмотрим коническую передачу *без смещения* исходного профиля, в которых $d = d_{\omega}$.

Аксойдами в относительном движении конических зубчатых колес 1 и 2 (рис. 4.3.31) являются два конуса (рис. 4.3.32).

Аксойды представляют собой геометрическое место мгновенных осей вращения OP в относительном движении конических колес. Общая вершина конусов находится в точке O пересечения их осей. Мгновенная ось вращения OP в относительном движении звеньев является общей образующей *аксойдов* 1 и 2, перекатывающихся друг по другу без скольжения. Эти конусы по аналогии с *центроидами* (начальными окружностями цилиндрических колес) называют *начальными*.

Углы δ_1 и δ_2 между образующей начальных конусов и их осями вращения в сумме равны центральному углу Σ , в теории зацепления называемому *межосевым углом передачи*.

В конической передаче при относительном движении колес точки, не лежащие на осях вращения OO_1 и OO_2 , перемещаются по *сферическим* поверхностям, которые имеют общий геометрический центр O , совпадающий с точкой пересечения осей OO_1 и OO_2 (рис. 4.3.33).

Образование зубьев конических колес можно представить себе следующим образом. Пересечем начальные конусы какой-либо *сферой* с центром в точке O . Тогда в пересечении получим две окружности I и II, соприкасающиеся в точке P . Рассмотрение перекатывания без скольжения начальных конусов может быть заменено рассмотрением перекатывания окружностей I и II одной по другой без скольжения. Так как окружности I и II лежат на *сфере*, то вместо образующей прямой мы получаем образующую дугу NN на сфере. Число сфер, которыми можно пересечь указанные конусы, бесконечно, и для каждой сферы можно получить соответствующие окружности, аналогичные окружностям I и II, и образующие дуги, аналогичные дуге NN . Геометрическое место всех образующих дуг NN есть некоторая плоскость S , содержащая прямую OP и наклоненная к плоскости tt , касательной к начальным конусам, под углом α_{ω} .

Угол α_{ω} является *углом зацепления*, а плоскость S – *образующей плоскостью*.

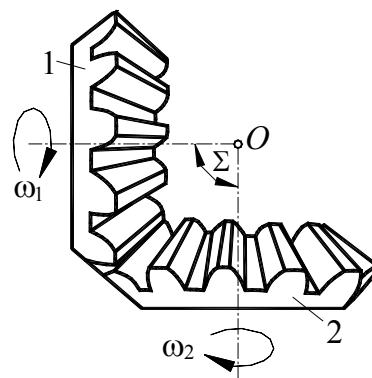


Рис. 4.3.31

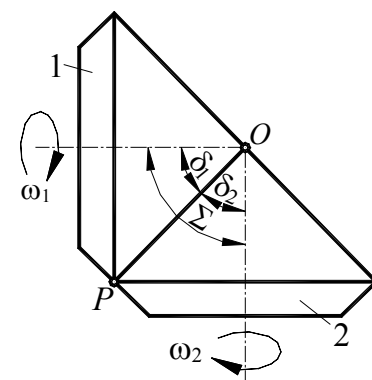


Рис. 4.3.32

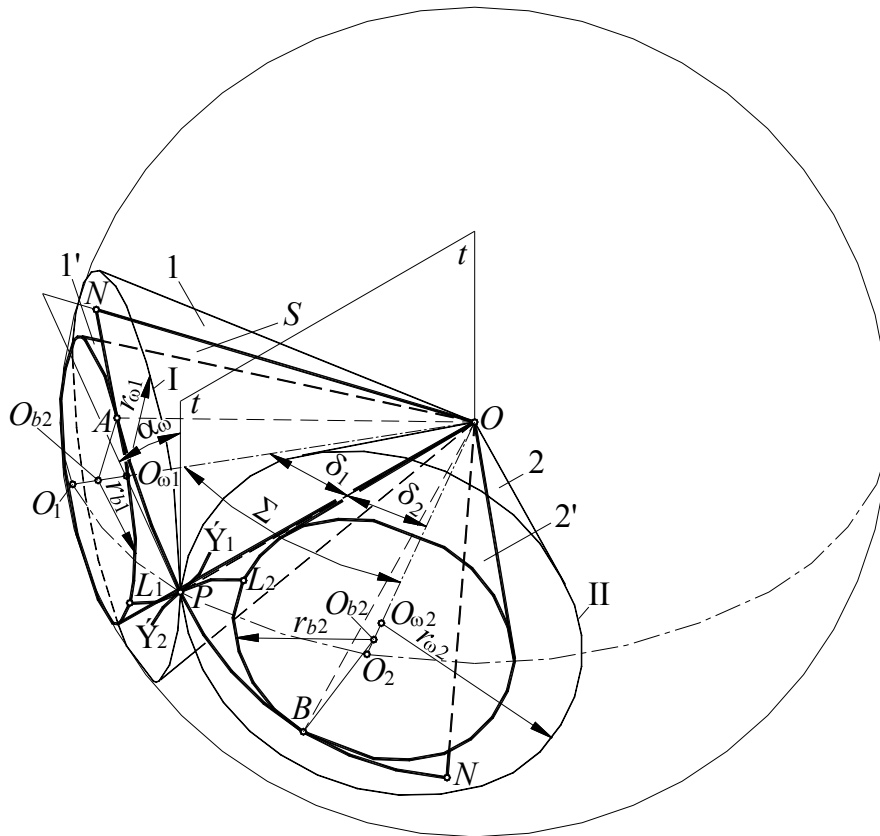


Рис. 4.3.33

Если из точек оси OO_1 опустить перпендикуляры на плоскость S , то эти перпендикуляры образуют плоскость, содержащую ось OO_1 и перпендикулярную к плоскости S . В пересечении этой плоскости с плоскостью S получаем прямую AO . Вращением прямой AO вокруг оси OO_1 получается конус $1'$, который называется *основным* конусом. Плоскость S касательна к основному конусу. Аналогично может быть построен второй *основной* конус $2'$. Профили зубьев могут быть образованы перекачиванием без скольжения плоскости S по основным конусам. В результате этого перекачивания на поверхности сферы получают *сферические эвольвенты*.

При качении плоскости S по основному конусу $1'$ точка плоскости S , совпадающая с точкой P , опишет *сферическую эвольвенту* $L_1PЭ_1$, а при качении по основному конусу $2'$ — сферическую эвольвенту $L_2PЭ_2$. При качении окружностей I и II эвольвенты $L_1PЭ_1$ и $L_2PЭ_2$ перекачиваются со скольжением одна по другой. Если такие же сферические эвольвенты построить для других точек плоскости S , расположенных на прямой OP , то эти эвольвенты будут образовывать поверхности зубьев эвольвентного конического зацепления. Таким образом, передача вращения между конусами 1 и 2 осуществляется качением со скольжением сопряженных *сферических эвольвентных* поверхностей.

Рассмотренное выше построение позволяет получить *теоретически точное коническое эвольвентное зацепление*.

Профили такого зацепления представлены на рис. 4.3.34.

Проектирование и выполнение *точного эвольвентного конического зацепления* сопряжено со многими практическими трудностями, так как сфера не разворачивается на плоскость, а обработка зубьев конических колес по *сферической эвольвенте* технологически сложна. Поэтому на практике обычно применяют *приближенный* способ профилирования зубьев эвольвентных конических колес. Этот метод заключается в следующем.

При рассмотрении *точного* очертания зубьев конических колес (рис. 4.3.35), очевидно, что торцовые поверхности зубьев, расположенные между окружностями головок и ножек на сфере, образуют некоторые *сферические* пояса шириной a . Ширина поясов a мала по сравнению с радиусом R той сферы, на которой эти пояса расположены. Поэтому

можно с достаточной для практики точностью *заменить сферические пояса поясами, лежащими на конусах*, образующие которых касательны к сфере радиуса R в точках, принадлежащих окружностям I и II.

Рассмотрим два *начальных конуса* в их проекции на плоскость, содержащую оси начальных конусов (рис. 4.3.36).

Построение *конусов*, на поверхности которых лежат торцовые поверхности зубьев, может быть сделано следующим образом. Пусть начальный конус S_1 проектируется в виде треугольника AOP . При *точном* построении профиля конус головок проецируется в виде треугольника bOb , а конус ножек — в виде треугольника aOa .

При *точном* проектировании сечения торцовых поверхностей зубьев плоскость проекций представляется в виде дуг ab , лежащих на проекции сферы радиуса R .

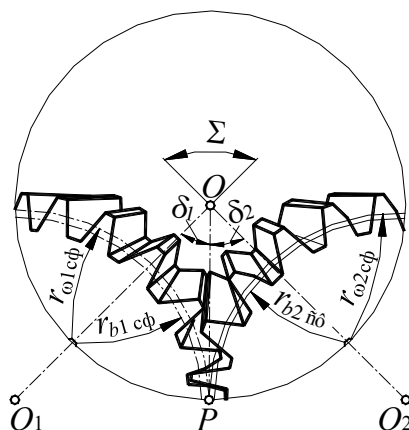


Рис. 4.3.34

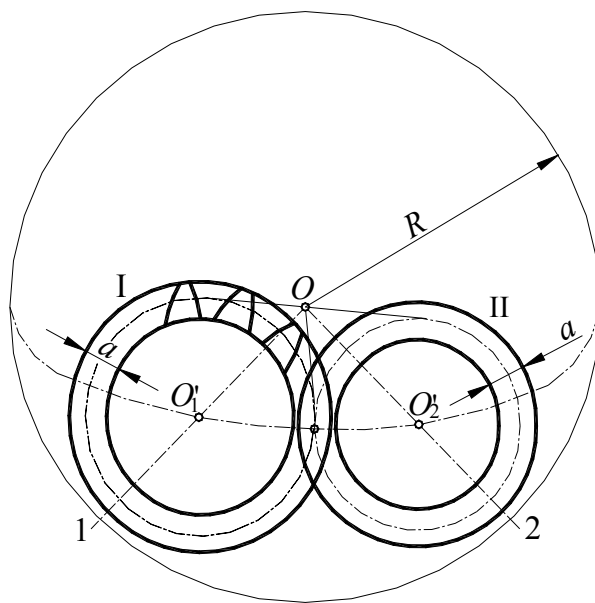


Рис. 4.3.35

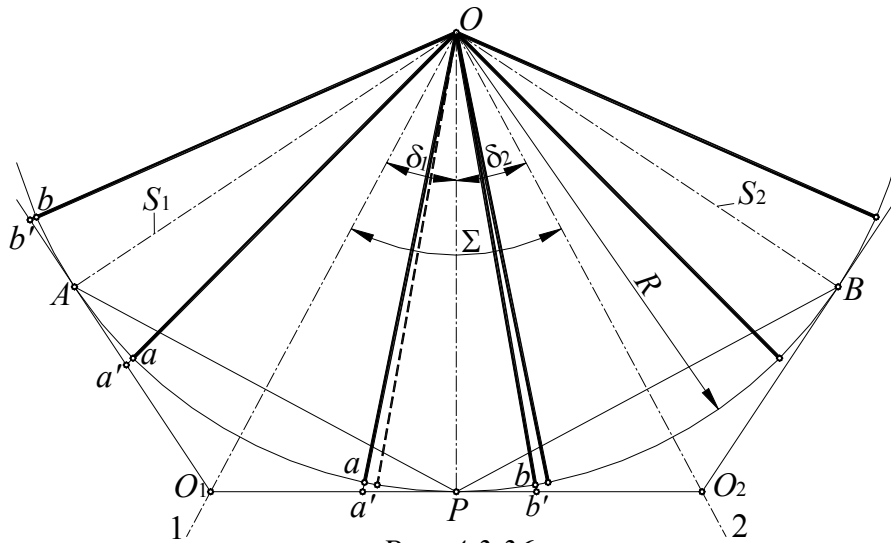


Рис. 4.3.36

Так как конусы, на которых должны лежать торцовые поверхности приближенных профилей зубьев, должны касаться сферы по начальным окружностям, то для нахождения проекций этих конусов через точку P проводим прямую O_1O_2 , перпендикулярную к прямой OP . В пересечении с осями 1 и 2 получаем точки O_1 и O_2 , представляющие собой вершины искомого конусов. Проекцией конуса первого колеса является треугольник O_1AP , а проекцией конуса второго колеса — треугольник O_2BP . Соответствующие сечения профилей торцов изображаются прямыми $a'b'$, лежащими на построенном конусе. Таким образом, вместо кривых ab мы получаем в сечении прямые $a'b'$. Очевидно, что чем больше отношение радиуса сферы R к высоте зубьев, тем меньше ошибка, возникающая при замене построения профилей зубьев, образованных сферическими эвольвентами, построением зубьев на поверхности конусов O_1AP и O_2BP . Конусы с вершинами в точках O_1 и O_2 называют *дополнительными конусами*. Дополнительные конусы могут быть развернуты на *плоскость*, и, следовательно, построение профилей зубьев сведется к построению их на *плоскости*.

Рассмотрим геометрические и кинематические взаимосвязи в конической передаче (рис. 4.3.37).

Так как относительное скольжение начальных конусов в зубчатой отсутствует, то их скорость в полюсной точке P равна:

$$v_{P1} = v_{P2} = v_P \quad (4.3.123)$$

Следовательно:

$$\omega_1 \frac{d_{\omega 1}}{2} = \omega_2 \frac{d_{\omega 2}}{2} \quad (4.3.124)$$

Передаточное отношение в этом случае будет равно:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}}. \quad (4.3.125)$$

Передаточное число u определяется как:

$$u = \frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}}. \quad (4.3.126)$$

Из рис. 4.3.37 очевидно, что:

$$R_e = \frac{d_{\omega 1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{\omega 2}}{2 \sin \delta_2}. \quad (4.3.127)$$

Расстояние R_e называется *внешним конусным расстоянием*.

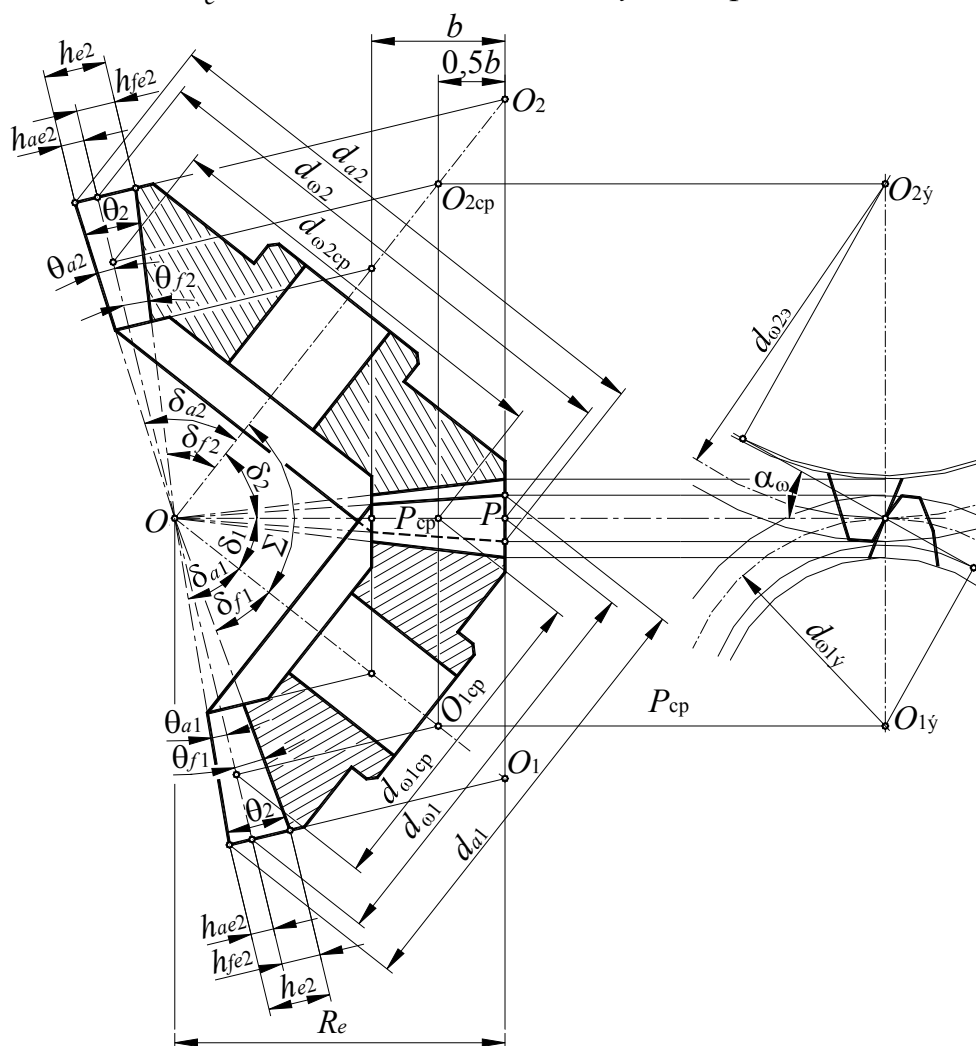


Рис. 4.3.37

Запишем формулу (4.3.126) с учетом (4.3.127) в виде:

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}. \quad (4.3.128)$$

Так как начальные конусы перекатываются друг по другу по общей образующей OP и имеют общую вершину O , находящуюся в точке пересечения осей колес (рис. 4.3.33, 4.4.45), то получаем:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2. \quad (4.3.129)$$

Из формулы (4.3.128) с учетом (4.3.129) получаем:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}, \quad (4.3.130)$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{u \sin \Sigma}{1 + u \cos \Sigma}. \quad (4.3.131)$$

В подавляющем большинстве случаев *межосевой угол передачи* Σ равен 90° . Такие передачи называют *ортогональными коническими передачами*.

Для этого случая формула (4.3.128)–(4.3.131) принимает вид:

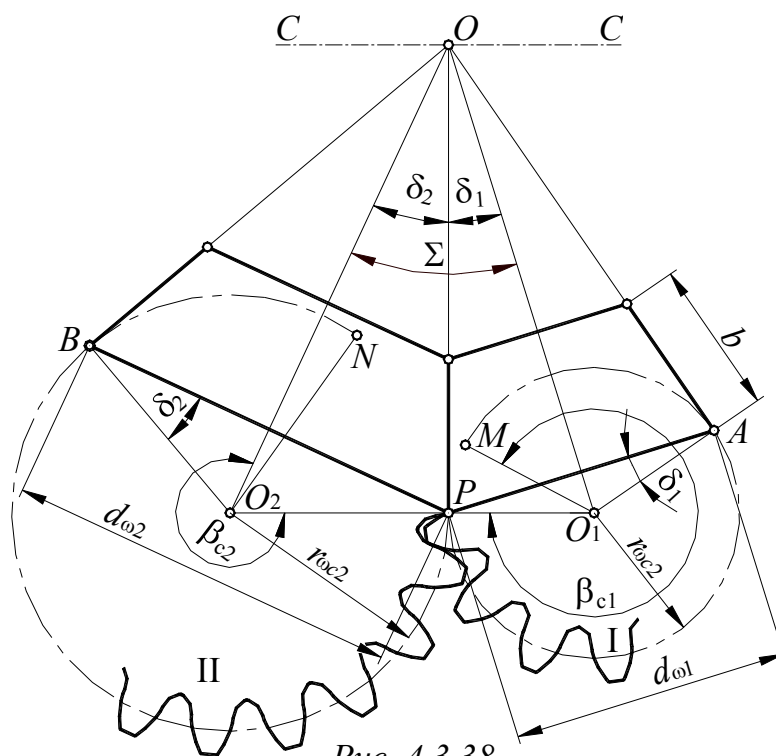
$$u = \frac{\sin(90^\circ - \delta_1)}{\sin \delta_1} = \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_1, \quad (4.3.132)$$

$$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ, \quad (4.3.133)$$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u}, \quad (4.3.134)$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u. \quad (4.3.135)$$

Рассмотрим построение эвольвентных зубьев на поверхностях наружных *дополнительных* конусов с вершинами O_1 и O_2 , оси которых совпадают с осями проектируемых колес, а образующие перпендикулярны к образующим делительных конусов. Как отмечалось выше, дополнительные конусы могут быть развернуты на плос-



кость. Для этого из точек O_1 и O_2 проводим окружности радиусов O_1P и O_2P (рис. 4.3.38).

Принимая эти окружности за начальные, строим плоское зацепление по правилам, изложенным ранее для цилиндрических прямозубых колес (см. раздел 4.3.5.2).

Построенные зубчатые секторы I и II сворачиваем в конуса (соединяем попарно линии NO_2 с PO_2 и MO_1 с PO_1) и соединяем их с дополнительными конусами (рис. 4.3.37).

Соединяя все точки полученных профилей с вершиной делительных конусов, получаем боковые поверхности зубьев.

Радиусы начальных окружностей секторов определяют по формулам:

$$r_{\omega c1} = O_1P = \frac{d_{\omega 1}}{2 \cos \delta_1}, \quad (4.3.136)$$

$$r_{\omega c2} = O_2P = \frac{d_{\omega 2}}{2 \cos \delta_2}. \quad (4.3.137)$$

Центральные углы зубчатых секторов β_{c1} и β_{c2} можно получить из условий:

$$\widehat{MAP} = r_{\omega c1} \beta_{c1} = \pi d_{\omega 1}, \quad (4.3.138)$$

$$\widehat{NBP} = r_{\omega c2} \beta_{c2} = \pi d_{\omega 2}, \quad (4.3.139)$$

откуда с учетом формул (4.3.136) и (4.3.137):

$$\beta_{c1} = \frac{\pi d_{\omega 1}}{r_{\omega c1}} = 2\pi \cos \delta_1, \quad (4.3.140)$$

$$\beta_{c2} = \frac{\pi d_{\omega 2}}{r_{\omega c2}} = 2\pi \cos \delta_2. \quad (4.3.141)$$

Высоты головок и ножек задают на образующих O_1P и O_2P дополнительных конусов, перпендикулярных к общей образующей OP начальных конусов.

Из рис. 4.3.37 очевидно, что углы головок θ_a и ножек θ_f зубьев определяются равенствами:

$$\operatorname{tg} \theta_a = \frac{h_{ae}}{OP}, \quad (4.3.142)$$

$$\operatorname{tg} \theta_f = \frac{h_{fe}}{OP}. \quad (4.3.143)$$

Так как *внешнее конусное расстояние* (длина образующей начальных конусов) равно:

$$\overline{OP} = R_e = \frac{r_{\omega 1}}{\sin \delta_1} = \frac{r_{\omega 2}}{\sin \delta_2} = \frac{d_{\omega 1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{\omega 2}}{2 \sin \delta_2}, \quad (4.3.144)$$

и

$$d_{\omega 1} = m_e z_1, \quad (4.3.145)$$

$$d_{\omega 2} = m_e z_2, \quad (4.3.146)$$

то расчетные формулы имеют вид:

$$\operatorname{tg} \theta_{a1} = \frac{h_{ae} \sin \delta_1}{m_e z_1}, \quad (4.3.147)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{a2} = \frac{h_{ae} \sin \delta_2}{m_e z_2} \quad (4.3.148)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f1} = \frac{h_{fe} \sin \delta_1}{m_e z_1}, \quad (4.3.149)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f2} = \frac{h_{fe} \sin \delta_2}{m_e z_2} \quad (4.3.150)$$

Проекции начальных конусов на плоскость их осей представляют треугольники AOP и BOP (рис. 4.3.38). Линия O_1O_2 , перпендикулярная общей образующей начальных конусов OP , является образующей дополнительных конусов (отрезок O_1P является образующей дополнительного конуса колеса 1, отрезок O_2P является образующей дополнительного конуса колеса 2).

Точки O_1 и O_2 представляют собой вершины дополнительных конусов. Образующие O_1P и O_2P представляют собой радиусы начальных окружностей $r_{\omega 1э}$ и $r_{\omega 2э}$ приведенных (эквивалентных) цилиндрических колес, на которых строят профили зубьев (рис. 4.3.38, 4.4.45).

Очевидно, что:

$$r_{\omega 1э} = \frac{r_{\omega 1}}{\cos \delta_1}, \quad (4.3.151)$$

$$r_{\omega 2э} = \frac{r_{\omega 2}}{\cos \delta_2}. \quad (4.3.152)$$

Следовательно, точки O_1 и O_2 можно принять за центры *приведенных (эквивалентных)* цилиндрических колес, профили которых строят на развертках дополнительных конусов.

Так как шаг m на окружностях приведенных (эквивалентных) цилиндрических колес, описанных радиусами $r_{\omega 1э}$ и $r_{\omega 2э}$, и на окружностях реальных конических колес, описанных радиусами $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$, одинаков, то:

$$2\pi r_{\omega 1} = z_1 p_{\omega} = r_{\omega 1 \varepsilon} \beta_{c1}, \quad (4.3.153)$$

$$2\pi r_{\omega 2} = z_2 p_{\omega} = r_{\omega 2 \varepsilon} \beta_{c2}, \quad (4.3.154)$$

где β_{c1} и β_{c2} – углы разверток дополнительных конусов, равные:

$$\beta_{c1} = \frac{2\pi r_{\omega 1}}{r_{\omega 1 \varepsilon}}, \quad (4.3.155)$$

$$\beta_{c2} = \frac{2\pi r_{\omega 2}}{r_{\omega 2 \varepsilon}} \quad (4.3.156)$$

или, согласно (4.3.151), (4.3.152):

$$\beta_{c1} = 2\pi \cos \delta_1, \quad (4.3.157)$$

$$\beta_{c2} = 2\pi \cos \delta_2. \quad (4.3.158)$$

Для полных начальных окружностей приведенных (эквивалентных) колес с числом зубьев z_{ν} :

$$2\pi r_{\omega 1 \varepsilon} = z_{\nu 1} p_{\omega}, \quad (4.3.159)$$

$$2\pi r_{\omega 2 \varepsilon} = z_{\nu 2} p_{\omega}. \quad (4.3.160)$$

Следовательно, согласно (4.3.151), (4.3.152):

$$\frac{z_1}{z_{\nu 1}} = \frac{r_{\omega 1}}{r_{\omega 1 \varepsilon}} = \cos \delta_1, \quad (4.3.161)$$

$$\frac{z_2}{z_{\nu 2}} = \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 2 \varepsilon}} = \cos \delta_2, \quad (4.3.162)$$

откуда приведенные (эквивалентные) числа зубьев:

$$z_{\nu 1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad (4.3.163)$$

$$z_{\nu 2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (4.3.164)$$

Таким образом, числа зубьев приведенных (эквивалентных) колес, всегда больше чисел зубьев соответствующих зубчатых секторов. Очевидно также, что передаточное отношение эквивалентных цилиндрических колес не равно передаточному отношению проектируемых колес.

Так как зацепление конических колес эквивалентно зацеплению цилиндрических колес с большим числом зубьев, то при равных условиях конические колеса обладают большим, чем цилиндрические, коэффициентом перекрытия ε и меньшим числом зубьев z_{\min} , которое может быть выбрано без подрезания на малом колесе стандартного зацепления.

Как отмечалось выше, на практике преимущественное применение имеют конические передачи с *межосевым углом передачи* Σ , равным 90° – *ортогональные конические передачи*.

В этом случае:

на основании уравнения (4.3.127):

$$R_e = \frac{d_{\omega 1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{\omega 2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{u d_{\omega 1}}{2 \sin(90^\circ - \delta_1)} = \frac{u d_{\omega 1}}{2 \cos \delta_1}, \quad (4.3.165)$$

где на основании уравнения (4.3.133):

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} u; \quad (4.3.166)$$

из рис. 4.3.37 с учетом (4.3.145) и (4.3.145):

внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5 \sqrt{d_{\omega 2}^2 + d_{\omega 1}^2} = 0,5 m_e \sqrt{z_2^2 + z_1^2} = 0,5 m_e z_1 \sqrt{(u^2 + 1)}, \quad (4.3.167)$$

диаметры окружностей вершин:

$$d_{a1} = d_{\omega 1} + 2h_{ae} \cos \delta_1 = m_e (z_1 + 2h_a^* \cos \delta_1), \quad (4.3.168)$$

$$d_{a2} = d_{\omega 2} + 2h_{ae} \cos \delta_2 = m_e (uz_1 + 2h_a^* \sin \delta_1), \quad (4.3.169)$$

углы конусов вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}, \quad (4.3.170)$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}, \quad (4.3.171)$$

углы конусов впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}, \quad (4.3.172)$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}, \quad (4.3.173)$$

углы θ_a и θ_f определяются из уравнений (4.3.85) – (4.3.88):

$$\operatorname{tg} \theta_{a1} = \frac{h_{ae} \sin \delta_1}{m_e z_1}, \quad (4.3.174)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{a2} = \frac{h_{ae} \cos \delta_1}{u m_e z_1}, \quad (4.3.175)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f1} = \frac{h_{fe} \sin \delta_1}{m_e z_1}, \quad (4.3.176)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f2} = \frac{h_{fe} \cos \delta_1}{u m_e z_1}, \quad (4.3.177)$$

Приведенные (эквивалентные) числа зубьев определяются из уравнений (4.3.101)–(4.3.102):

$$z_{\omega 1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad (4.3.178)$$

$$z_{\omega 2} = \frac{uz_1}{\sin \delta_1}. \quad (4.3.179)$$

Основные принципы проектирования конических прямозубых колес *со смещением* сводятся к проектированию эквивалентных цилиндрических колес со смещением, причем не рекомендуется принимать суммарные смещения инструмента значительно отличающимися от нуля. Рекомендуется проектировать *равносмещенные* конические передачи ($x_1 = -x_2$, $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$).

В практике машиностроения широко применяют не только прямозубые конические колеса, в которых продольная ось зуба на начальном конусе прямолинейна и проходит через вершину конуса, но и колеса с косыми (тангенциальными) и круговыми зубьями.

Конические колеса с *косыми* зубьями (рис. 4.3.3, б) по несущей способности превосходят прямозубые и при одинаковой точности изготовления могут работать при больших окружных скоростях (до 8-12 м/с).

Конические колеса с *круговыми* зубьями (рис. 4.3.3, в) могут передавать большую нагрузку, чем прямозубые и косозубые конические колеса, и работать плавно и бесшумно при повышенных окружных скоростях (до 35 м/с при шлифованных зубьях).

Рассмотрение конических передач с *косыми* и *круговыми* зубьями колес выходит за пределы данного курса. Материал по их расчету и проектированию можно найти в специальной литературе.

4.3.6.2.2. Прочностной расчет конических зубчатых передач

4.3.6.2.2.1. Силы, действующие в зацеплении

Рассмотрим схему, представленную на рис. 4.3.39.

При расчете прямозубой конической передачи считают, что равнодействующая нормальная сила F_n распределенной вдоль зуба нагрузки q приложена на середине длины зуба нормально к его боковой поверхности.

Нормальная сила F_n раскладывается на окружную силу F_t , радиальную силу F_r и осевую силу F_a :

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{\omega m1}} = \frac{2T_2}{d_{\omega m2}} = \frac{2T_2}{u d_{\omega m1}}, \quad (4.3.180)$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega \sin \delta, \quad (4.3.181)$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega \cos \delta. \quad (4.3.182)$$

Для *ортогональной* конической передачи (при $\Sigma = 90^\circ$):

$$\overline{F}_{t12} = -\overline{F}_{t21}, \quad (4.3.183)$$

$$\overline{F}_{a12} = -\overline{F}_{r21}, \quad (4.3.184)$$

$$\overline{F}_{r12} = -\overline{F}_{a21}. \quad (4.3.185)$$

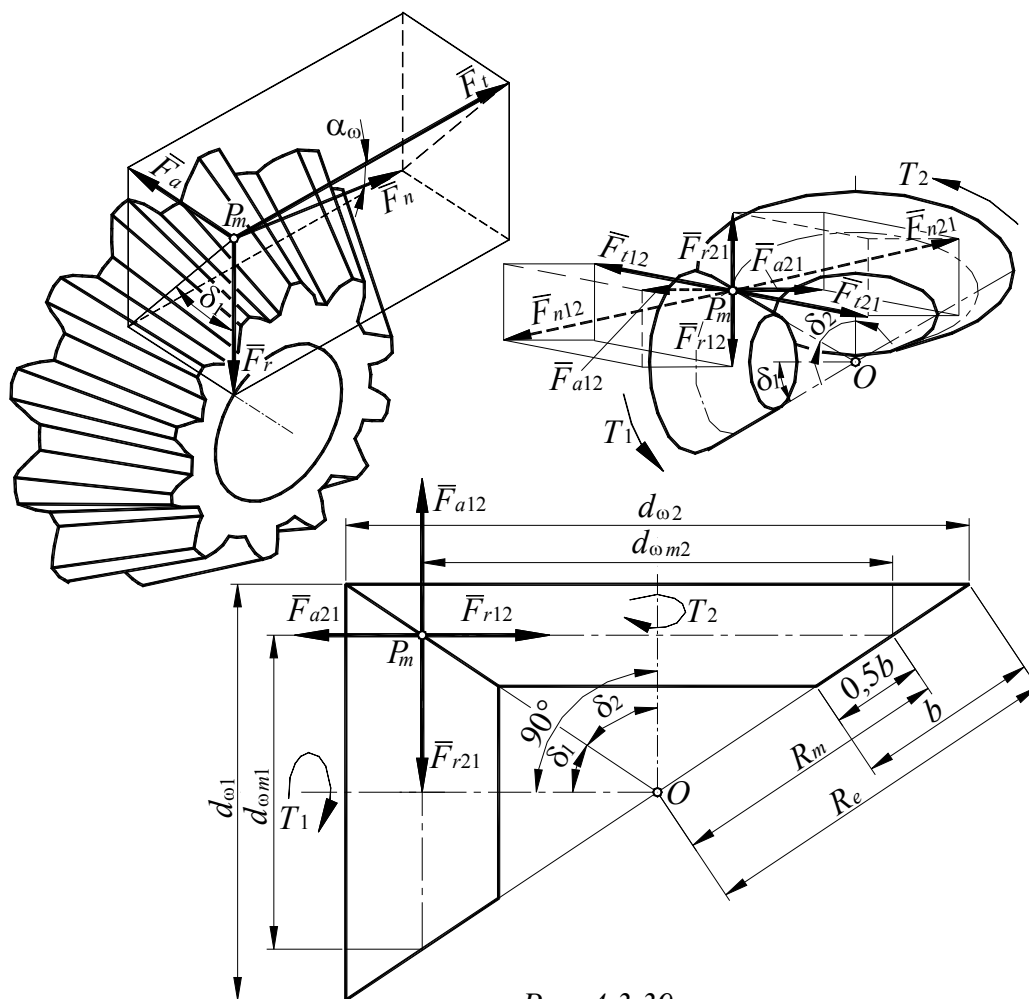


Рис. 4.3.39

4.3.6.2.2.2. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактной прочности

Расчет зубьев прямозубой конической передачи на контактную прочность производят в предположении, что нагрузочная способность конической передачи равна нагрузочной способности эквивалентной ей цилиндрической прямозубой передачи при одинаковой длине зубьев. В этом случае конические колеса заменяют эквивалентными цилиндрическими колесами, модуль m_v которых принимают равным модулю m_m конических колес в среднем сечении зуба (рис. 4.3.37, 4.3.38).

Однако опыт эксплуатации показывает, что при одинаковой нагрузке конические передачи выходят из строя быстрее цилиндрических. Это объясняется большим влиянием на конические передачи неточностей изготовления и монтажа, а также нарушением регулировки зацепления из-за увеличения зазоров в подшипниках в процессе работы. В связи с этим принимают, что нагрузочная способность конической передачи составляет примерно 85% от нагрузочной способности эквивалентной ей цилиндрической передачи:

$$\sigma_{H_k} = \frac{\sigma_{H_{цз}}}{0,85}. \quad (4.3.186)$$

Диаметр делительной окружности эквивалентного колеса принимают равным диаметру развертки *среднего* дополнительного конуса:

$$d_{1э} = \frac{d_{\omega m1}}{\cos \delta_1}, \quad (4.3.187)$$

$$d_{2э} = \frac{d_{\omega m2}}{\cos \delta_2}. \quad (4.3.188)$$

Числа зубьев эквивалентных колес $z_{\nu 1}$ и $z_{\nu 2}$ определяются по формулам (4.3.178) и (4.3.179). Передаточное число *эквивалентных* колес равно:

$$u_э = \frac{z_{\nu 2}}{z_{\nu 1}} = \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} = u \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2}, \quad (4.3.189)$$

или, с учетом (4.3.128), получим:

$$u_э = \frac{\sin \delta_2 \cos \delta_1}{\sin \delta_1 \cos \delta_2} = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{\operatorname{tg} \delta_1}. \quad (4.3.190)$$

Для *ортогональных* конических передач, когда $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$:

$$u_э = \operatorname{tg}^2 \delta_2 = \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \delta_1} = u^2. \quad (4.3.191)$$

Из рис. 4.3.39 получаем:

$$d_{\omega m1} = 2R_m \sin \delta_1. \quad (4.3.192)$$

Учитывая формулы (4.3.192) и (4.3.134), запишем формулу (4.3.187) в виде:

$$d_{1э} = \frac{2R_m}{u} \quad (4.3.193)$$

Для расчета эквивалентных *прямозубых* цилиндрических колес по контактной прочности воспользуемся формулой (4.3.64) с учетом (4.3.186), (4.3.187) и (4.3.192):

$$\sigma_H = \frac{0,7u}{R_m} \sqrt{\frac{KT_{2н}(u_э \pm 1)E_{пр}}{b \sin 2\alpha_\omega}} \leq \sigma_{Hр}. \quad (4.3.194)$$

Введем обозначение:

$$\psi_{bR} = \frac{R_m}{b}, \quad (4.3.195)$$

где ψ_{bR} – коэффициент длины зуба.

Подставим в уравнение (4.3.194) вместо u^2 его значение из (4.3.191). Тогда, с учетом (4.3.195) уравнение (4.3.194) преобразуется к виду:

$$R_m \geq 0,7853 \sqrt{\frac{KT_{2H} u^2 (u^2 + 1) \Psi_{bR} E_{np}}{\sigma_H^2 \sin 2\alpha_\omega}}. \quad (4.3.196)$$

Из рис. 4.3.39 получаем:

$$R_e = R_m + 0,5b \quad (4.3.197)$$

или, с учетом (4.3.195):

$$R_e = R_m \left(1 + \frac{0,5}{\Psi_{bR}} \right) \quad (4.3.198)$$

Заменив R_m в уравнении (4.3.196) его значением из (4.3.198), после преобразований получим:

$$R_e \geq \frac{0,785}{1 + \frac{0,5}{\Psi_{bR}}} \sqrt{\frac{KT_{2H} u^2 (u^2 + 1) \Psi_{bR} E_{np}}{\sigma_H^2 \sin 2\alpha_\omega}}. \quad (4.3.199)$$

Задаваясь числом зубьев шестерни $z_1 \geq 18$ и числом зубьев колеса $z_2 = uz_1$, по формулам (4.3.165) – (4.3.177) определяют параметры передачи.

4.3.6.2.2.3. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по изгибной прочности

Расчет зубьев на прочность по напряжениям изгиба основывается на тех же допущениях, что и расчет по контактной прочности.

В этом случае формула (4.3.186) принимает вид:

$$\sigma_{F_k} = \frac{\sigma_{F_{цз}}}{0,85}. \quad (4.3.200)$$

С учетом (4.3.200) формула (4.3.121) примет вид:

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{0,85m_m b Y_F} \leq \sigma_{Fp}, \quad (4.3.201)$$

в которой величину коэффициента формы зуба Y_F определяют по таблицам, либо по графикам вида $Y_F = f(z)$ в зависимости от числа зубьев эквивалентных прямозубых колес, которые определяются по формулам (4.3.178) и (4.3.179).

Введем обозначение:

$$\Psi_{bm} = \frac{b}{m_m}, \quad (4.3.202)$$

где Ψ_{bm} – коэффициент длины зуба.

Преобразуем формулу (4.3.180), заменив в ней значение $d_{ом1}$ через модуль зацепления в среднем сечении m_m и число зубьев шестерни z_1 :

$$F_t = \frac{2T_{H2}}{um_m z_1}. \quad (4.3.203)$$

Для определения модуля зацепления в среднем сечении m_m воспользуемся формулой (4.3.201) с учетом (4.3.202) и (4.3.203). После ее преобразования получим:

$$m_m \geq 1,333 \sqrt{\frac{KT_{H2}}{\sigma_{Fp} u z_1 \Psi_{bm} Y_F}}. \quad (4.3.204)$$

Так же как и для цилиндрических передач, для большинства *открытых* конических передач и для передач, у которых зубья *закалены до высокой твердости*, прочность на *изгиб* является основным *критерием работоспособности*. В этом случае расчетным параметром является модуль зацепления по наружному дополнительному конусу m_e .

Рассмотрим порядок *проектного* расчета.

Для определения m_e рассмотрим рис. 4.3.40, из которого очевидно:

$$\frac{m_m}{m_e} = \frac{d_{\omega m}}{d_{\omega}}. \quad (4.3.205)$$

Тогда, предварительно задав число зубьев на шестерне в пределах от 18 до 30, получим:

$$m_e = m_m \frac{d_{\omega}}{d_{\omega m}} = m_m \frac{d_{\omega m} + 2ab}{d_{\omega m}} = m_m + \frac{b \sin \delta}{z}. \quad (4.3.206)$$

Расчет по формуле (4.3.204) при одинаковых материалах пары сопрягаемых колес следует вести по шестерне. При разных материалах расчет проводят по тому из колес, у которого отношение $\frac{\sigma_F}{Y_F}$ меньше.

Полученное значение m_e округляют до стандартного и по формулам (4.3.165)-(4.3.177) определяют геометрические параметры передачи.

4.3.6.3. Червячные передачи

4.3.6.3.1. Общие сведения

Червячные передачи (рис. 4.3.41) применяют для передачи вращения с постоянным передаточным отношением между валами, оси которых скрещиваются под некоторым углом Σ . В подавляющем большинстве случаев их применяют в тех случаях, когда оси ведущего и ведомого валов скрещиваются

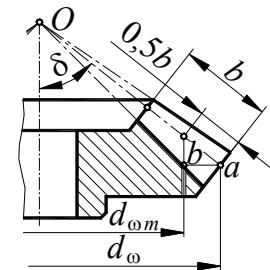


Рис. 4.3.40

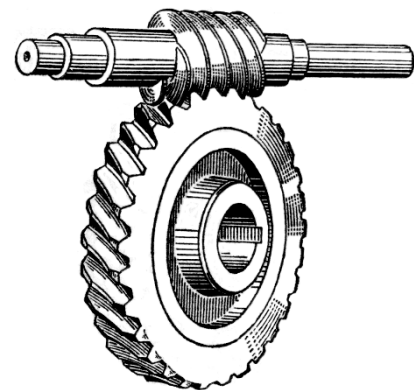


Рис. 4.3.41

под углом Σ , равным 90° (ортогональные червячные передачи); с межосевым углом передачи, отличным от 90° , они применяются крайне редко.

Ведущим (входным) звеном обычно является червяк; лишь иногда в ускоряющих передачах ведущим (выходным) является колесо.

Простейшее представление о работе червячной передачи можно получить, рассматривая кинематику винтовой пары. Для этого используем сопряженные винт и гайку с трапецеидальной резьбой, условившись придать винту только вращательное движение, а гайке – только поступательное (рис. 4.3.42).

Обозначив через T крутящий момент, передаваемый винтом, через F_t – окружное усилие на среднем диаметре d винта и через F_a – осевое усилие,

$$F_t = \frac{2T}{d}; \quad (4.3.207)$$

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi), \quad (4.3.208)$$

где γ – угол подъема винтовой линии;
 φ – угол трения.

Полный КПД винтовой пары (о КПД см. раздел 1.6.2.3) равен:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}. \quad (4.3.209)$$

В приведенных зависимостях для винтовой пары в движении ничего не изменится, если из целой гайки вырежем ее часть в продольном направлении винта и, отбросив остальную часть гайки, согнем вырезанную часть по радиусу r_2 (рис. 4.3.43). При вращении винта с угловой скоростью ω_1 выгнутая часть гайки будет поворачиваться вокруг неподвижного

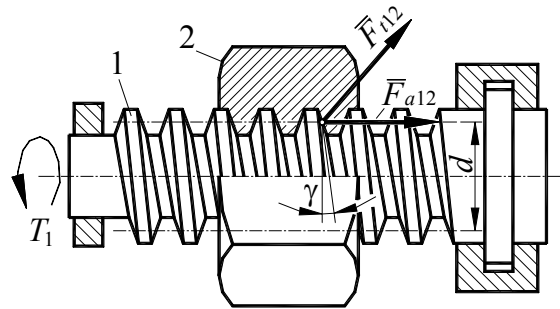


Рис. 4.3.42

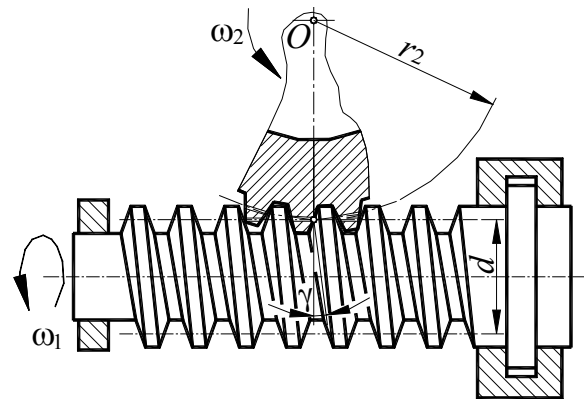


Рис. 4.3.43

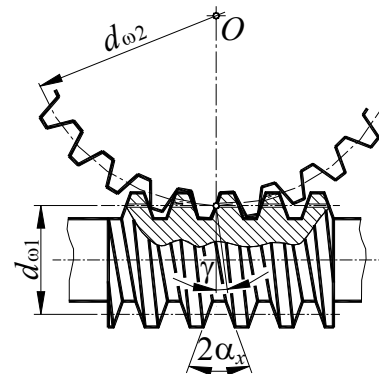


Рис. 4.3.44

центра O с угловой скоростью ω_2 . При этом приведенные выше зависимости останутся без изменений. Наконец, оставляя винт таким же, и замыкая сектор гайки увеличивая до полной окружности, вместо вырезанной части гайки получим винтовое колесо, которое называют *червячным колесом*, а винт в этом случае называют *червяком* (рис. 4.3.44).

4.3.6.3.2. Геометрические и кинематические взаимосвязи в червячной передаче с архимедовым червяком

ГОСТ 18498-89 и ГОСТ 19036-81 предусматривают следующие основные типы цилиндрических червяков:

- архимедов (ZA);
- эвольвентный (Z1);
- с прямолинейным профилем витка (ZN1);
- с прямолинейным профилем впадины (ZN2);
- цилиндрический, образованный конусом (ZK1).

Если направление режущей грани инструмента резца, проходит через ось червяка, то получается линейчатая винтовая поверхность, образующие ba которой пересекают ее ось (рис. 4.3.45). Сечение этой поверхности плоскостью, перпендикулярной оси, дает архимедову спираль, отчего возникло и наименование – *архимедов червяк*.

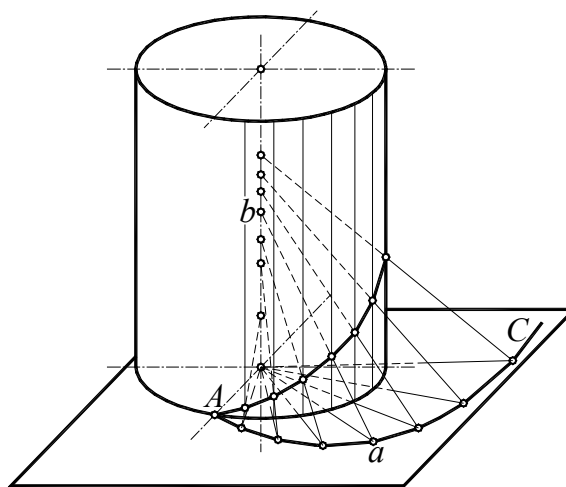


Рис. 4.3.45

Сечение этой поверхности плоскостью, перпендикулярной оси, дает архимедову спираль, отчего возникло и наименование – *архимедов червяк*. Они наиболее распространены и поэтому являются предметом рассмотрения в данном курсе. Архимедовы червяки имеют в *осевом* сечении *прямобоочный* профиль с углом $\alpha_x = 20^\circ$. Схема и основные элементы червячной передачи с архимедовым червяком показаны на рис. 4.3.46.

Ортогональное червячное зацепление с архимедовым червяком в его сечении плоскостью, перпендикулярной к оси червячного колеса и проходящей через ось червяка (рис. 4.3.46), может быть представлено как *плоское реечное зацепление*, так в этом сечении профиль червяка получается, как и у рейки эвольвентного зацепления, трапецеидальной формы; сопряженный профиль зуба червячного колеса очерчивается по эвольвенте.

Геометрический расчет червячной передачи основан на равенстве нормальных составляющих v_n окружных скоростей в точке касания начальных цилиндров червяка и червячного колеса, имеющих радиусы $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$.

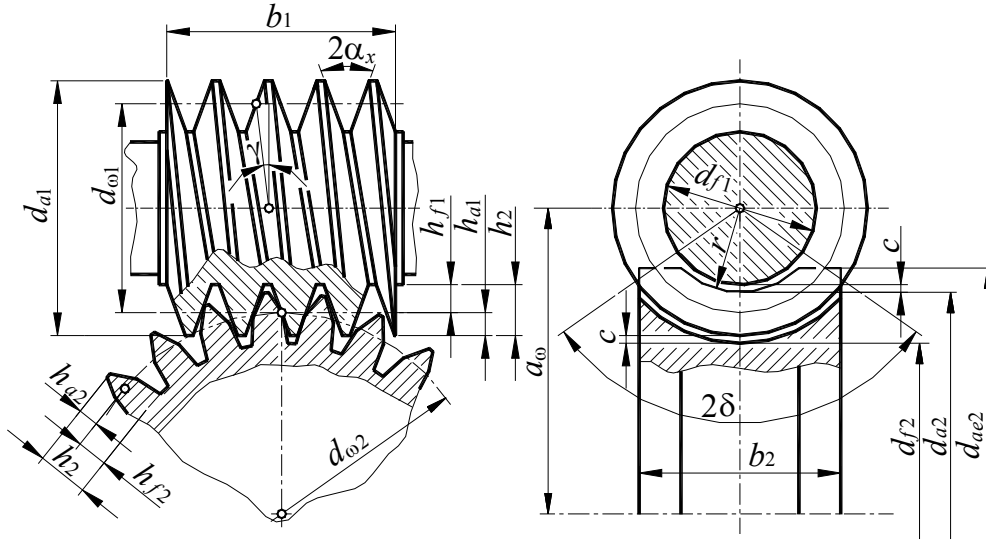


Рис. 4.3.46

Для червяка (рис. 4.3.47), вращающегося со скоростью ω_1 и расположенного под ним колеса, вращающегося со скоростью ω_2 , можно построить план скоростей. В *ортогональной* червячной передаче оси вращения червяка (I) и колеса (II) *перекрещиваются* под углом $\Sigma = 90^\circ$. Винтовая линия на начальном цилиндре червяка, представленная пунктиром, имеет *угол подъема* γ . Угловые скорости на рис. 4.3.47,

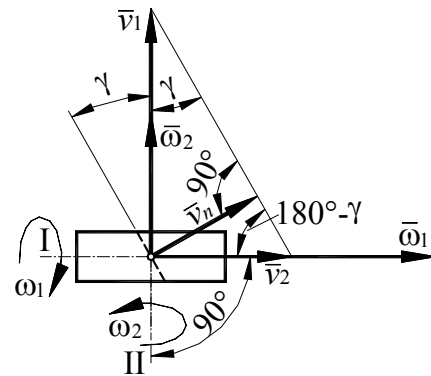


Рис. 4.3.47

представлены векторами $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_2$ так, что с конца вектора вращение наблюдается происходящим против часовой стрелки. Из рис. 4.3.47 видно, что нормальная составляющая окружных скоростей равна:

$$\bar{v}_n = \omega_1 r_{\omega 1} \sin \gamma = \omega_2 r_{\omega 2} \cos \gamma. \quad (4.3.210)$$

Следовательно, передаточное число будет равно:

$$u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_{\omega 2} \cos \gamma}{r_{\omega 1} \sin \gamma} = \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} \operatorname{ctg} \gamma. \quad (4.3.211)$$

В данном курсе рассматривается червячное зацепление с архимедовым червяком *без смещения*, когда $d_{\omega 1} = d_1$ и $d_{\omega 2} = d_2$.

Шаг p_1 витков червяка (рис. 4.3.48, 4.3.49), измеряемый вдоль оси вращения его, равен:

$$p_1 = \frac{p_{n1}}{\cos \gamma}, \quad (4.3.212)$$

где p_{n1} – нормальный шаг в направлении, перпендикулярном направлению витков.

Шаг p_2 червячного колеса:

$$p_2 = \frac{p_{n2}}{\cos \gamma}, \quad (4.3.213)$$

В формулах (4.3.212) и (4.3.213):

γ – угол подъема винтовой линии, равный углу наклона зубьев колеса.

В зависимости от направления резьбы червяка различают *правозаходные* и *левозаходные* передачи, причем передачи с правозаходными червяками имеют преимущественное распространение.

В зависимости от количества *параллельных* витков резьбы червяка различают передачи *однозаходные* и *многозаходные* (как правило, $z_1 \leq 4$).

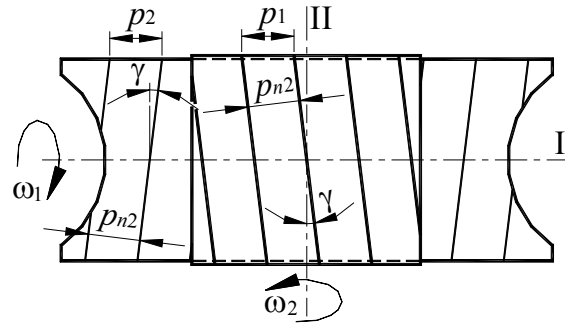


Рис. 4.3.48

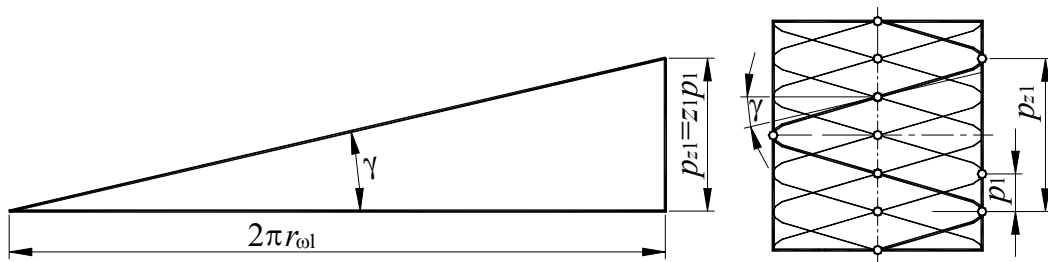


Рис. 4.3.49

Из уравнений (4.3.212), (4.3.213), вследствие равенства нормальных шагов червяка и червячного колеса, следует, что:

$$p_1 = p_2 = p. \quad (4.3.214)$$

Так как ход винтовой линии червяка p_{z1} равен (рис. 4.3.49):

$$p_{z1} = 2\pi r_{\omega 1} \operatorname{tg} \gamma = z_1 p, \quad (4.3.215)$$

где z_1 – число заходов червяка, то, с учетом того, что:

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (4.3.216)$$

радиус начальной окружности червяка будет равен:

$$r_{\omega 1} = \frac{z_1 p}{2\pi \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_1 m}{2 \operatorname{tg} \gamma}, \quad (4.3.217)$$

В формулах (4.3.216) и (4.3.217):

m – осевой модуль червяка, принимаемый в соответствии со стандартом для червячного зацепления.

Для упрощения расчетных формул введем коэффициент, называемый *относительным диаметром червяка* q :

$$q = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (4.3.218)$$

Значения величины относительных диаметров червяка q стандартизованы.

Тогда формула (4.3.217) примет вид:

$$r_{\omega 1} = \frac{qm}{2}. \quad (4.3.219)$$

или

$$d_{\omega 1} = qm. \quad (4.3.220)$$

На основании уравнений (4.3.212), (4.3.213), (4.3.214) формулу (4.3.216) можно записать в виде:

$$m = \frac{m_n}{\cos \gamma}. \quad (4.3.221)$$

Для червячного колеса:

$$r_{\omega 2} = \frac{mz_2}{2}. \quad (4.3.222)$$

или

$$d_{\omega 2} = mz_2. \quad (4.3.223)$$

Остальные размеры червячной передачи с архимедовыми червяками определяются по формулам (рис. 4.3.46):

$$a_{\omega} = \frac{d_{\omega 2} + d_{\omega 1}}{2} = \frac{m(z_2 + q)}{2}. \quad (4.3.224)$$

В соответствии с ГОСТ 19650-74 и ГОСТ 19036-81:

$$h_{a1} = h_{a2} = h_a, \quad (4.3.225)$$

$$h_{f1} = h_{f2} = h_f, \quad (4.3.226)$$

$$h_a = h_a^* m, \quad (4.3.227)$$

$$h_f = h_f^* m, \quad (4.3.228)$$

$$h_a^* = 1, \quad (4.3.229)$$

$$h_f^* = 1 + c^*, \quad (4.3.230)$$

$$c^* = 0,2. \quad (4.3.231)$$

С учетом (4.3.225)–(4.3.231) из рис. 4.3.46:

$$d_{a1} = d_{\omega 1} + 2h_{a1} = m(q + 2), \quad (4.3.232)$$

$$d_{a1} = d_{\omega 1} + 2h_{a1} = m(z_2 + 2), \quad (4.3.233)$$

$$d_{f1} = d_{\omega1} - 2h_{f1} = m(q - 2,4), \quad (4.3.234)$$

$$d_{f2} = d_{\omega2} - 2h_{f2} = m(z_2 - 2,4). \quad (4.3.235)$$

Согласно формуле (4.3.218), угол подъема винтовой линии червяка по начальному цилиндру, равный углу наклона зубьев колеса, равен:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q} \quad (4.3.236)$$

Для проектирования *ортогональной* червячной передачи с *архимедовым* червяком *без смещения* на основании опыта их проектирования, изготовления и эксплуатации предложены следующие рекомендации.

Длина нарезанной части червяка b_1 :

при z_1 , равном 1 и 2:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m, \quad (4.3.237)$$

при z_1 , равном 3 и 4:

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m. \quad (4.3.238)$$

Ширина колеса b_2 :

при $z_1 < 4$:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}, \quad (4.3.239)$$

при $z_1 = 4$:

$$b_2 \leq 0,67d_{a1}. \quad (4.3.240)$$

Наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} :

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_2 + 2}. \quad (4.3.241)$$

Условный угол обхвата 2δ :

$$\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}. \quad (4.3.242)$$

Условный угол обхвата может быть принят из диапазонов:

- для силовых передач $2\delta = 90^\circ - 120^\circ$,
- для кинематических передач $2\delta = 45^\circ - 90^\circ$.

Коэффициент полезного действия червячной передачи определяется как КПД последовательной цепи звеньев:

$$\eta = \eta_{\text{вп}} \eta_{\text{зз}}, \quad (4.3.243)$$

где $\eta_{\text{вп}}$ — КПД винтовой кинематической пары, соответствующий подъему гайки по винту (определяется по уравнению (4.3.209));

$\eta_{\text{зз}}$ — КПД зубчатого зацепления ($\eta_{\text{зз}} = 0,97 - 0,98$).

Скорость скольжения зубьев колеса по виткам червяка определяется как разность *векторов* окружных скоростей этих элементов (рис. 4.3.47):

$$v_{\text{ск}} = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_2}{\sin \gamma}. \quad (4.3.244)$$

Из формулы (4.3.209) следует, что КПД передачи возрастает с увеличением числа витков (заходов) червяка z_1 (при этом увеличивается угол подъема винтовой линии γ) и с уменьшением коэффициента трения f .

Как показали экспериментальные исследования, КПД зацепления зависит и от шероховатости поверхности, увеличиваясь с ее уменьшением.

В предварительных расчетах можно принять:

$$\eta = 0,70 - 0,75 \text{ при } z_1 = 1,$$

$$\eta = 0,75 - 0,82 \text{ при } z_1 = 2,$$

$$\eta = 0,87 - 0,92 \text{ при } z_1 = 4.$$

Невысокий КПД показывает, что в червячной передаче значительная часть механической энергии переходит в тепловую. Вызванное этим повышение температуры зоны контакта ухудшает защитные свойства масляного слоя, увеличивает опасность заедания и выхода передачи из строя. Для предотвращения чрезмерного повышения температуры масла рассматривают тепловой баланс между тепловыделением и теплоотдачей и при необходимости реализуют мероприятия, уменьшающие тепловыделение выделение или увеличивающие теплоотдачу.

Основные *достоинства* червячных передач – плавность и относительная бесшумность, возможность реализации большого передаточного числа в одной ступени, возможность самоторможения (при низком коэффициенте полезного действия).

Основные *недостатки* – низкий коэффициент полезного действия, нагрев при работе на машинах непрерывного действия, высокая стоимость материала венцов червячных колес (бронза) для быстроходных передач.

4.3.6.5. Силы, действующие в зацеплении

Нормальное к поверхности зуба усилие F_n (рис. 4.3.50), условно сосредоточенное в полюсе зацепления P , можно разложить на окружную F_t , осевую F_a и радиальную F_r составляющие. При этом учитывают, что возникающее в зацеплении трение отклоняет силу F_n на угол трения φ от общей нормали к профилям.

Схема разложения нормальной силы F_{n21} , действующей на архимедов червяк, представлена на рис. 4.3.50.

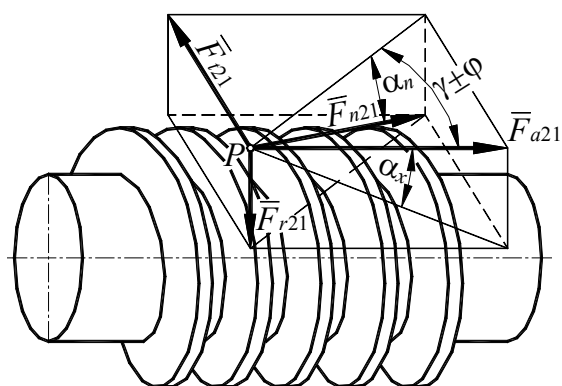


Рис. 4.3.50

Окружная сила F_{t21} :

$$F_{t21} = \frac{2KT_{1H}}{d_{\omega 1}} = \frac{2KT_{2H}}{\eta d_{\omega 2}} = \frac{2KT_{2H}}{u\eta d_{\omega 1}} = F_{n21} \cos \alpha_n \sin(\gamma \pm \varphi), \quad (4.3.245)$$

осевая сила F_{a21} :

$$F_{a21} = F_{n21} \cos \alpha_n \cos(\gamma \pm \varphi) = F_{t21} \operatorname{ctg}(\gamma \pm \varphi), \quad (4.3.246)$$

радиальная сила F_{r21} :

$$F_{r21} = F_{n21} \sin \alpha_n = F_{t21} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos(\gamma \pm \varphi)}. \quad (4.3.247)$$

Нормальную силу F_{n21} определим из уравнения (4.3.245):

$$F_{n21} = \frac{2KT_{2H}}{u\eta d_{\omega 1} \cos \alpha_n \sin(\gamma \pm \varphi)}. \quad (4.3.248)$$

Из рис. 4.3.50 определим значение угла α_n :

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_r}{F_t} = \frac{F_a \operatorname{tg} \alpha_x \sin(\gamma \pm \varphi)}{F_t} = \frac{F_t \cos(\gamma \pm \varphi) \operatorname{tg} \alpha_x \sin(\gamma \pm \varphi)}{\sin(\gamma \pm \varphi) F_t} =$$

$$= \operatorname{tg} \alpha_x \cos(\gamma \pm \varphi). \quad (4.3.249)$$

Знак «+» в значении угла $(\gamma \pm \varphi)$ принимают при *ведущем* червяке, знак «-» — при *ведомом*.

Рассмотрим распределение сил в зацеплении червячной передачи (рис. 4.3.51).

С достаточной для практики точностью можно принять, что:

$$F_{a12} = F_{t21}, \quad (4.3.250)$$

$$F_{t12} = F_{a21}, \quad (4.3.251)$$

$$F_{r12} = F_{r21} \quad (4.3.252)$$

$$F_{n12} = F_{n21}. \quad (4.3.253)$$

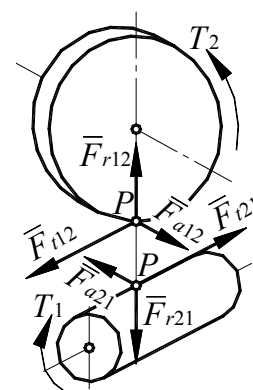


Рис. 4.3.51

4.3.6.3.4. Материалы элементов червячных передач

Тяжелые условия работы *червяка* в червячной паре (большая относительная скорость скольжения рабочих поверхностей, малый диаметр при относительно высокой длине между опорами) вызывают необходимость применения высококачественной углеродистой или легированной стали для его изготовления. Наименьшая интенсивность изнашивания в червячной паре обеспечивается, если червяк имеет высокую твердость, а его рабочие поверхности имеют малую шероховатость. Поэтому для чер-

вяков используются стали марок 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА, закаленные до твердости (45-55)HRC с последующей шлифовкой.

Широко применяются червяки из сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ и другие, подвергаемые цементации и из сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю и другие, упрочняемые азотированием. В этом случае достигается твердость поверхностей червяка (56-63)HRC, а финишную обработку производят шлифованием и полированием.

Значение угла трения φ червяка и червячного колеса, определяющего КПД передачи (см. формулу (4.3.209)), в большей своей части зависит от сочетания материалов пары «червяк – червячное колесо». В качестве материалов венцов червячных колес червячных передач с целью уменьшения трения используются бронзы, латуни и серые чугуны, которые условно делят на три группы:

- группа I – оловянные бронзы;
- группа II – безоловянные бронзы и латуни;
- группа III – серые чугуны (применяют для изготовления малонагруженных или редко работающих передач, в которых габариты и масса не имеют определяющего значения).

Из бронзы или латуни изготавливают только венец червячного колеса, монтируемый на стальную или чугунную ступицу. Чугунные колеса, как правило, делают цельными. Подробные сведения о материалах и их допускаемых напряжениях можно найти в специальной литературе.

4.3.6.3.5. Прочностной расчет червячной передачи

4.3.6.3.5.1. Общие сведения

В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости червяка v_1 и колеса v_2 не совпадают по направлению и различны по величине. Поэтому в относительном движении начальных цилиндров обкатывание профилей происходит с большим скольжением витков червяка по зубьям колеса. Когда точка контакта совпадает с полюсом зацепления P , скорость скольжения $v_{ск}$, определяемая уравнением (4.3.244), направлена по касательной к винтовой линии витка червяка (рис. 4.3.47). Скольжение является причиной износа и заедания передач, снижает их КПД.

Существенное влияние на условия смазывания и износ зубьев колеса оказывает расположение контактных линий. В ортогональной передаче с архимедовым червяком криволинейные контактные линии (рис. 4.3.52) образуют с вектором

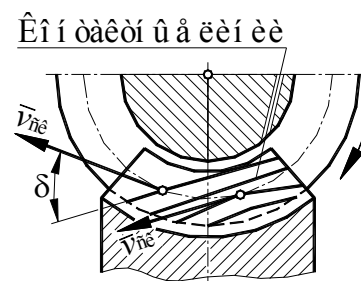


Рис. 4.3.52

скорости скольжения некоторый угол δ , при котором создаются неблагоприятные условия для смазывания.

Опыт эксплуатации закрытых червячных передач показал, что их в большинстве случаев потеря работоспособности передачи вызывается износом зубьев червячного колеса, схватыванием (заеданием), усталостным контактным выкрашиванием. При *мягком* материале (оловянные бронзы) венца колеса схватывание проявляется в форме постепенного «намазывания» его материала на червяк. При *твердом* материале (алюминиево-железистая бронза, чугун) венца колеса схватывание происходит в более опасной форме – завершается задиром, вызывающим усиленный износ зубьев червячного колеса и последующее их разрушение.

В *открытых* передачах встречаются *поломки зубьев* колес и их *износ*.

Таким образом, *контактная прочность, износостойкость и противозадирная стойкость* являются основными критериями работоспособности червячных передач.

4.3.6.3.5.2. Прочностной расчет зубьев червячного колеса по контактным напряжениям

Общие принципы расчета цилиндрических косозубых зубчатых передач по контактным напряжениям применимы и к червячным передачам, причем рассчитывают только зубья колеса, так как витки червяка, выполняемые из сталей, значительно прочнее.

По аналогии с косозубой передачей [см. формулу (4.3.114)] суммарная длина контактных линий

$$l_{\Sigma} = \zeta \frac{l \varepsilon_{\alpha}}{\cos \gamma} \quad (4.3.254)$$

где $l = \frac{\pi d_{\omega 1} 2\delta}{360^{\circ}}$ – длина зуба червячного колеса на делительном цилиндре червяка,

2δ – условный угол обхвата,

ζ – коэффициент, учитывающий, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата 2δ ,

ε_{α} – коэффициент торцового (для колеса) перекрытия.

Принимая $\varepsilon_{\alpha} \approx 1,8$ и $\zeta \approx 0,75$ для наиболее употребительного значения $2\delta = 100^{\circ}$ получаем:

$$l_{\Sigma} = 1,178 \frac{d_{\omega 1}}{\cos \gamma} \quad (4.3.255)$$

В этом случае *расчетная удельная нагрузка* q с учетом выражений (4.3.248) и (4.3.255) будет равна:

$$q = \frac{F_{n21}}{l_{\Sigma}} = \frac{1,7 KT_{2H} \cos \gamma}{d_{\omega 1}^2 u \eta \cos \alpha_n \sin(\gamma \pm \varphi)}. \quad (4.3.256)$$

Для определения *приведенного радиуса кривизны* в полюсе зацепления P достаточно знать параметры только цилиндрического прямозубого колеса, *эквивалентного червячному* (см. раздел 4.4.2.6.2), так как для *архимедовых червяков радиус кривизны витков червяка в осевом сечении* ρ_1 равен бесконечности. Из формулы (4.3.57) для *внешнего контакта рабочих поверхностей* получаем:

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}. \quad (4.3.257)$$

Для рассматриваемого случая:

$$\rho_1 = \infty. \quad (4.3.258)$$

Тогда из формулы (4.3.257) с учетом (4.3.258) получаем:

$$\rho_{\text{пр}} = \rho_2. \quad (4.3.259)$$

С учетом (4.3.60) и (4.3.86) величина *приведенного радиуса кривизны контактирующих рабочих поверхностей в полюсе зацепления P червячной передачи с архимедовым червяком* будет определяться уравнением:

$$\rho_{\text{пр}\varepsilon} = \frac{d_{\omega 2} \sin \alpha_x}{2 \cos^2 \gamma} = \frac{d_{\omega 1} u \sin \alpha_x}{2 \cos^2 \gamma}. \quad (4.3.260)$$

Подставляя полученные значения q и $\rho_{\text{пр}\varepsilon}$ из уравнений (4.3.256) и (4.3.260) в уравнение прочности при расчете на *контактную прочность* (4.3.54), получим:

$$d_{\omega 1} \geq 0,841 \cos \gamma \sqrt[3]{\frac{KT_{2H} E_{\text{пр}}}{\sigma_H^2 u^2 \eta \sin \alpha_x \cos \alpha_n \sin(\gamma \pm \varphi)}} \quad (4.3.261)$$

Значение α_n определяется из уравнения (4.3.90):

$$\alpha_n = \arctg \left[\operatorname{tg} \alpha_x \cos(\gamma \pm \varphi) \right]. \quad (4.3.262)$$

С достаточной для практики точностью формулу (4.3.261) можно упростить, приняв:

$$\alpha_n \approx \alpha_x = 20^\circ. \quad (4.3.263)$$

Тогда:

$$d_{\omega 1} \geq 1,23 \cos \gamma \sqrt[3]{\frac{KT_{2H} E_{\text{пр}}}{\sigma_H^2 u^2 \eta \sin(\gamma \pm \varphi)}}. \quad (4.3.264)$$

где $E_{\text{пр}}$ – *приведенный модуль упругости первого рода* (определяется по формуле (4.3.56),

K – коэффициент нагрузки.

$$K = \frac{K_\beta}{K_a} \quad (4.3.265)$$

где K_β – коэффициент, учитывающий *распределение нагрузки* по ширине венца (при постоянной нагрузке $K_\beta=1$, при переменной нагрузке $K_\beta=1,1-1,3$),

K_a – коэффициент, учитывающий *точность передачи* (назначается в зависимости от степени точности передачи по табл. 4.4.3. $K_a=1,0-1,2$).

4.3.6.3.5.3. Прочностной расчет зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба

Расчет зубьев колеса по напряжениям изгиба производят *приближенно* по аналогии с расчетом *косозубых* цилиндрических эвольвентных колес, но при этом учитывают различие геометрической формы и характера зацепления зубьев.

С учетом вышеизложенного формулу (4.3.121) можно записать так:

$$\sigma_F = \frac{F_{t12}}{m_n l_\Sigma Y_F} \leq \sigma_{Fp}. \quad (4.3.266)$$

С учетом (4.3.251) и (4.3.246) формула (4.3.266) примет вид:

$$\sigma_F = \frac{2KT_{2H} \operatorname{ctg}(\gamma \pm \varphi)}{u\eta d_{o1} m_n l_\Sigma} \leq \sigma_{Fp}. \quad (4.3.267)$$

Для червячной передачи с архимедовым червяком формулу (4.3.83) можно записать в виде:

$$m_n = m \cos \gamma, \quad (4.3.268)$$

где m – расчетный модуль.

Тогда, с учетом формул (4.3.255), (4.3.223) и (4.3.268), формула (4.3.267) примет вид:

$$\sigma_F = \frac{1,7KT_{2H} \operatorname{ctg}(\gamma \pm \varphi)}{u\eta m^3 z_2^2} \leq \sigma_{Fp}. \quad (4.3.269)$$

Из уравнения (4.3.269) получаем формулу для определения *расчетного модуля*:

$$m \geq 1,23 \sqrt[3]{\frac{KT_{2H} \operatorname{ctg}(\gamma \pm \varphi)}{\sigma_{Fp} u z_2^2 \eta}}. \quad (4.3.270)$$

4.3.6.3.5.4. Тепловой расчет червячной передачи

Для нормальной работы передачи необходимо, чтобы количество теплоты, выделяющееся в результате превращения механической энергии в тепловую, не превышало количества теплоты, отводимой от передачи.

Количество теплоты Q_1 , выделяющееся в передаче, кал/ч:

$$Q_1 = 860(1 - \eta)P_{\text{вх}}, \quad (4.3.271)$$

где $P_{\text{вх}}$ – мощность на ведущем валу, Вт,

η – КПД передачи с учетом потерь на трение в зацеплении и подшипниках, а также гидравлических потерь в масляной ванне.

Количество теплоты Q_2 , отводимой через стенки редуктора в окружающую среду естественным путем, кал/ч:

$$Q_2 = A_{\text{к}}k_{\text{т}}(t_{\text{м}}^{\circ} - t_{\text{в}}^{\circ}), \quad (4.3.272)$$

где $A_{\text{к}}$ – площадь теплоотводящей поверхности корпуса (м^2), соприкасающаяся со свободно циркулирующим воздухом снаружи и омываемая маслом или его брызгами изнутри, (поверхность днища корпуса обычно не учитывают; если корпус снабжен теплоотводящими ребрами, учитывают половину их поверхности);

$k_{\text{т}}$ – коэффициент теплоотдачи (в зависимости от подвижности воздуха в помещении и масла в масляной ванне $k_{\text{т}}=7,5-15$ кал/м²);

$t_{\text{м}}^{\circ}$ – температура масла в редукторе, °С;

$t_{\text{в}}^{\circ}$ – температура окружающей среды (воздуха), °С.

Из формул (4.3.271) и (4.3.272), полагая $Q_1 = Q_2$, получаем:

$$t_{\text{м}}^{\circ} = t_{\text{в}}^{\circ} + \frac{860(1 - \eta)}{A_{\text{к}}k_{\text{т}}}. \quad (4.3.273)$$

Должно выполняться условие:

$$t_{\text{м}}^{\circ} \leq t_{\text{мп}}^{\circ}, \quad (4.3.274)$$

где $t_{\text{мп}}^{\circ}$ – допустимая температура применяемого масла.

Если условие (4.3.274) не соблюдается, необходимо или увеличить теплоотводящую поверхность, или применить искусственное охлаждение, или использовать масло с большей допустимой температурой.

4.4. Цепные передачи

4.4.1. Общие сведения

Цепные передачи относятся к типу передач *зацеплением с промежуточным гибким звеном* и предназначены для трансформации моментов и угловой скорости между *параллельными* валами. Передача энергии от ведущей *звездочки* к ведомой происходит через промежуточный элемент передачи – *цепь*. Общий вид цепной передачи представлен на рис. 4.4.1.

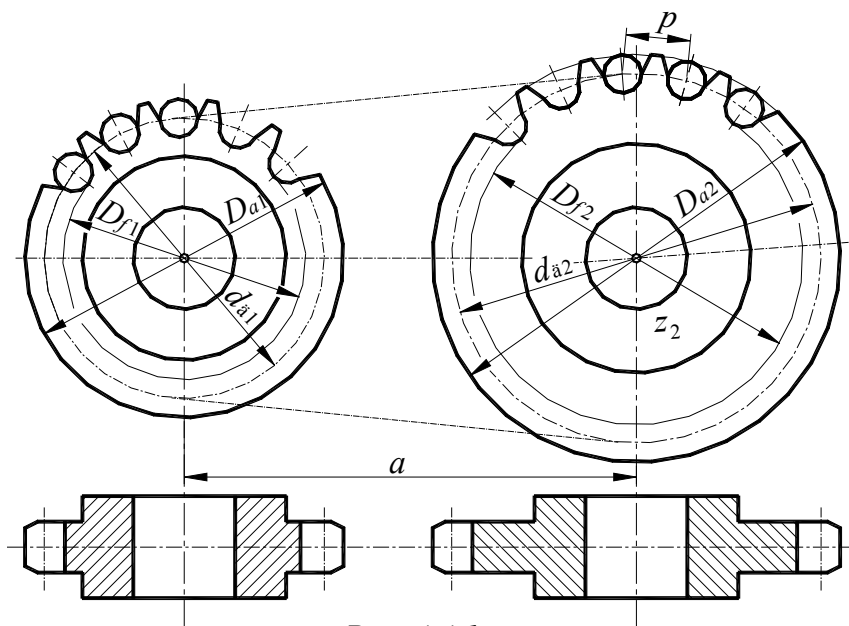


Рис. 4.4.1

4.4.2. Виды цепей и их характеристики

В зависимости от назначения *цепи* делят на две группы: *приводные* и *тяговые*.

Приводные цепи осуществляют передачу движения от источника энергии к приемному органу машины. Работают как при малых, так и при больших скоростях (до 35 м/с), при различных межцентровых расстояниях осей звездочек.

Тяговые цепи служат для транспортировки и перемещения грузов под любым углом наклона посредством несущих рабочих органов, прикрепленных или подвешенных к цепям. Их применяют в качестве тяговых органов транспортирующих машин, в частности в конвейерах, подъемниках, эскалаторах, элеваторах и других цепных устройствах. Скорость движения цепей этой группы обычно не превышает 2 м/с.

Наиболее распространены *роликовые* типы приводных цепей.

На рис. 4.4.2 представлена приводная *однорядная нормальная* (ПР) цепь, которая состоит из внутренних, наружных, соединительных и переходных звеньев.

Внутреннее звено I состоит из двух *внутренних пластин* 1, в отверстия которых запрессованы с оптимальными натягами две *втулки* 2 со свободно вращающимися *роликами* 3.

Наружное звено II образуется при сборке внутренних звеньев с наружными с помощью валиков 4.

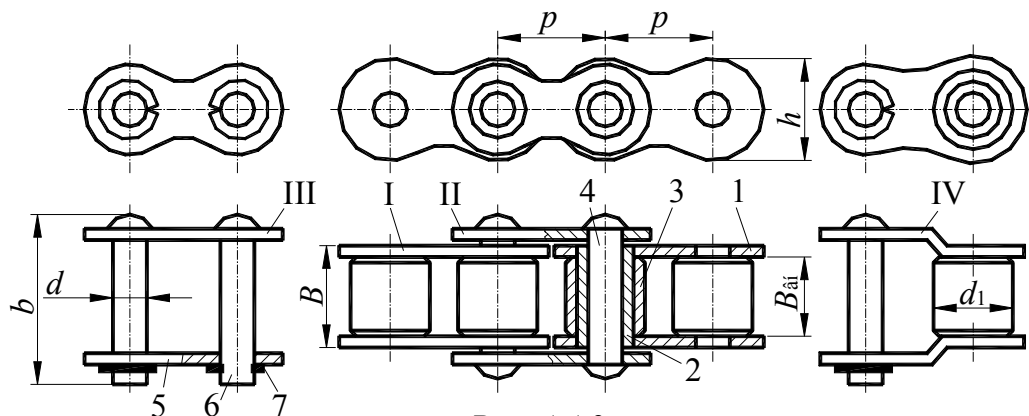


Рис. 4.4.2

Соединительное звено III служит для соединения двух концов однорядной или многорядной цепи. Цепь, соединенная только таким звеном, имеет *четное* число шагов, и ее укорачивание, по мере износа в шарнирах, возможно не менее чем на два звена. Соединительные валики 6 одним концом запрессовываются в наружную пластину, а на другой конец надевается соединительная пластина 5, которая укрепляется шплинтами или наружными замками.

Переходное звено IV представляет собой комбинацию наружного и внутреннего звеньев. Оно позволяет собирать цепь с *четным* или *нечетным* числом шагов. Благодаря наличию *переходного* звена цепь можно укоротить на *нечетное* количество звеньев.

Кроме приводных однорядных *нормальных* цепей выпускают приводные роликовые однорядные *усиленные* цепи (ПРУ); приводные роликовые *длиннозвенные облегченные* цепи (ПРД); приводные *втулочные* однорядные цепи (ПВ).

Втулочные цепи не имеют *роликов*, поэтому они легче и дешевле *роликовых*, но подвержены большему износу, их применяют при меньших нагрузках и скоростях.

Кроме однорядных цепей (ПР), достаточно широко используют *многорядные* цепи (2ПР – двухрядные; 3ПР – трехрядные, 4ПР — четырехрядные), которые, которые конструктивно представляют собой параллельное соединение нескольких однорядных роликовых цепей типа ПР (рис. 4.4.3).

Многорядные цепи составляют из двух, трех и четырех рядов (ветвей), используя детали цепей соответствующего типа. Разделение потока передаваемой энергии по рядам позволяет уменьшать габаритные размеры цепной передачи.

Многорядные цепи применяют при тех же частотах вращения, что и однорядные цепи такого же типоразмера.

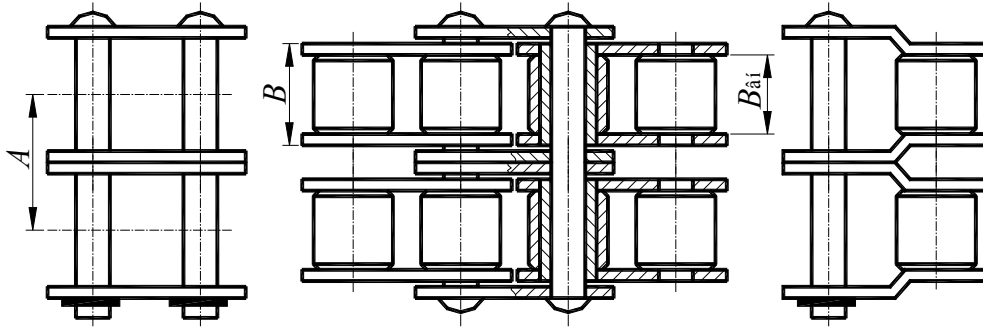


Рис. 4.4.3

Основные параметры втулочно-роликовых цепей:

- шаг p , диаметр ролика (втулки) d_1 ,
- расстояние между внутренними пластинами $B_{\text{вн}}$,
- разрушающая нагрузка F_q .

Шаг цепи p — расстояние между осями двух смежных роликов (втулок) внутреннего и наружного звеньев цепи (рис. 4.4.2), измеренное в натянутом состоянии цепи под нагрузкой $F_{\text{изм}}$, принимаемой равной 1 % от разрушающей нагрузки F_q . Шаг p равен:

$$p = \frac{l_{\text{ц}}}{z_{\text{ц}}}, \quad (4.4.1)$$

где $l_{\text{ц}}$ — длина измеряемого отрезка цепи, нагруженного усилием $F_{\text{изм}}$;
 $z_{\text{ц}}$ — число звеньев в измеряемом отрезке, которое принимают при замере шага в зависимости от величины шага.

Диаметр ролика (втулки) d_1 определяет значения параметров основного профиля зуба звездочки.

К обобщающему параметру цепи, определяющему особенность зацепления цепи с зубьями звездочки, относится *геометрическая характеристика зацепления цепи*:

$$\lambda = \frac{p}{d_1}. \quad (4.4.2)$$

Расстояние между внутренними пластинами $B_{\text{вн}}$ и между осями рядов A цепи определяет значения параметров поперечного профиля зуба звездочки.

Несущая способность цепи характеризуется проекцией опорной поверхности шарнира $A_{\text{оп}}$:

$$A_{\text{оп}} = d(B_{\text{вн}} + 2s), \quad (4.4.3)$$

где d — диаметр валика;
 s — толщина пластины.

Разрушающая нагрузка цепи F_q — минимальная статическая нагрузка, при которой начинается разрушение цепи.

Пластины выполняют из закаливаемых сталей, например сталей 45, 50, 40X, 40XH и др. Твердость в зависимости от типа цепи и шага колеблется в пределах HRC 26-45.

Валики и втулки изготавливают из цементуемых сталей, например из сталей 15, 20, 15X, 20X, 12XH3 и др. Их твердость после цементации и закалки должна быть HRC 64-65.

Ролики цепей выполняют как из закаливаемых, так и из цементуемых сталей, обеспечивая в зависимости от типа цепей твердость для закаливаемых сталей HRC 47-62, для цементуемых — HRC 42-50.

4.4.3. Передаточное число цепной передачи

При постоянной угловой скорости вращения ведущей звездочки ω_1 скорость цепи v , угловая скорость вращения ведомой звездочки ω_2 и передаточное число $u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right|$ не остаются постоянными.

При допущении прямолинейности ведущей ветви цепи (рис. 4.4.4) скорость цепи:

$$v \approx v_{r1} \cos \tau_1 = \omega_1 r_{d1} \cos \tau_1, \quad (4.4.4)$$

где τ_1 — текущий угол поворота ведущей звездочки относительно перпендикуляра к ведущей ветви.

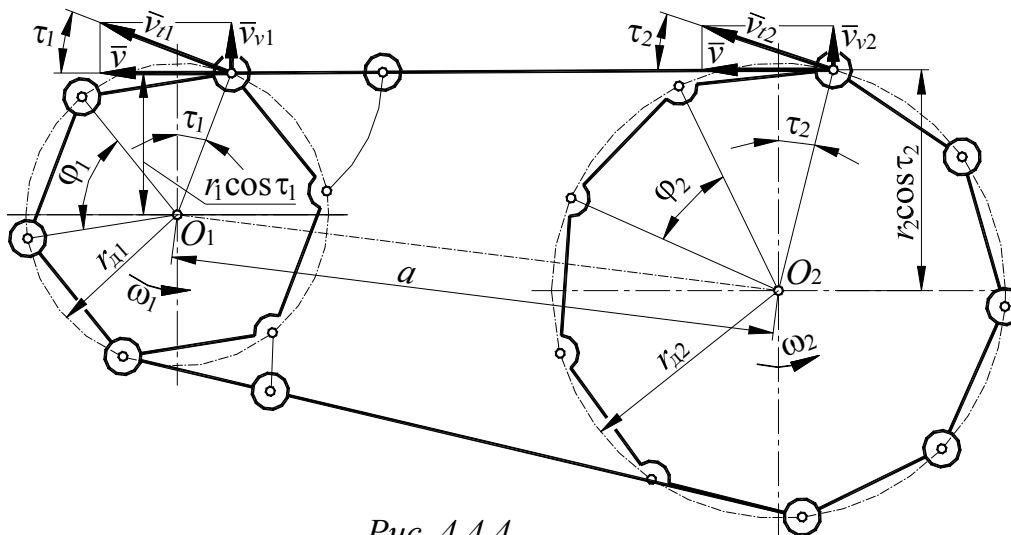


Рис. 4.4.4

Так как угол τ_1 изменяется в пределах $0 - \frac{\pi}{z_1}$ (z_1 — число зубьев ведущей звездочки), то скорость v при повороте на один угловой шаг ко-

леблется в пределах от $v_{\max} = \omega_1 r_{\text{д1}}$ до $v_{\min} = \omega_1 r_{\text{д1}} \cos \frac{\pi}{z_1}$.

Из рис. 4.4.4 очевидно, что в процессе движения, кроме продольных колебаний, цепь совершает и поперечные колебания по причине изменения составляющей вектора скорости v_v ($v_v = v_i \sin \tau$).

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки равна:

$$\omega_2 = \frac{v}{r_{\text{д2}} \cos \tau_2}, \quad (4.4.5)$$

где угол τ_2 меняется в пределах от 0 до $\frac{\pi}{z_2}$.

Тогда:

$$u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_{\text{д2}} \cos \tau_2}{r_{\text{д1}} \cos \tau_1} \quad (4.4.6)$$

Коэффициент кинематической неравномерности вращения ведомой звездочки при равномерном вращении ведущей звездочки:

$$\varepsilon = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{2\text{ср}}}. \quad (4.4.7)$$

Среднее передаточное число определяется из условия равенства средней скорости цепи на звездочках:

$$z_1 n_1 p = z_2 n_2 p, \quad (4.4.8)$$

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_{\text{д2}}}{r_{\text{д1}}}. \quad (4.4.9)$$

Отклонение среднего значения u от действительного тем меньше, чем меньше величина шага и больше размеры звездочек.

Максимальное значение передаточного числа ограничивается дугой обхвата цепью малой (ведущей) звездочки и числом шарниров, находящихся на этой дуге.

Рекомендуется угол обхвата принимать не менее 120° , а число шарниров на дуге обхвата – не менее пяти-шести.

В связи с *неравномерным* вращением ведомой звездочки приведенная к валу звездочки масса ведомой системы с моментом инерции J создает на звездочке переменный *инерционный момент*, который вызывает появление *динамической силы* $F_{\text{д}}$, действующей вдоль *ведущей* ветви цепи.

4.4.4. Геометрический расчет цепной передачи

Геометрический расчет цепной передачи заключается в определении *номинальных значений межосевого расстояния a и длины цепи L* по

известным значениям шага цепи p , чисел зубьев звездочек z_1 и z_2 и *предварительного* межосевого расстояния a_0 .

Определим *предварительно* длину цепи цепной передачи, схема которой представлена на рис. 4.4.5.

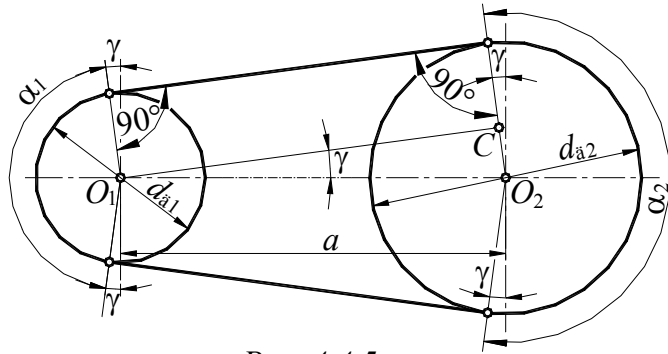


Рис. 4.4.5

$$L_0 = \frac{2a_0}{\cos \gamma} + \frac{\pi d_{д1}}{2} \frac{180^\circ - 2\gamma}{180^\circ} + \frac{\pi d_{д2}}{2} \frac{180^\circ - 2\gamma}{180^\circ}, \quad (4.4.10)$$

где L_0 – длина цепи, определенная *предварительно*,

γ – угол наклона ветви цепи к осям передачи (рис. 4.4.5), определяемый по нижеприведенному уравнению:

$$\gamma = \arcsin \frac{d_{д2} - d_{д1}}{2a_0} = \arcsin \frac{d_{д1}(u-1)}{2a_0}. \quad (4.4.11)$$

Основным параметром, определяющим габариты звездочки, является *диаметр делительной окружности*, которая проходит через центры шарниров цепи. Так как шаг зубьев звездочек измеряют по хорде, то из треугольника aOb (рис. 4.4.6) следует, что диаметр делительной окружности равен:

$$d_{д} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}. \quad (4.4.12)$$

С учетом уравнения (4.4.9) и (4.4.12) преобразуем формулы (4.4.10) и (4.4.11) к виду:

$$L_0 = \frac{2a_0}{\cos \gamma} + \frac{\pi p}{2 \sin \frac{180^\circ}{z_1}} \left[u \left(1 + \frac{\gamma}{90^\circ} \right) + \left(1 - \frac{\gamma}{90^\circ} \right) \right], \quad (4.4.13)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{p(u-1)}{2a_0 \sin \frac{180^\circ}{z_1}}. \quad (4.4.14)$$

Рекомендуемое значение межосевого расстояния a_0 :

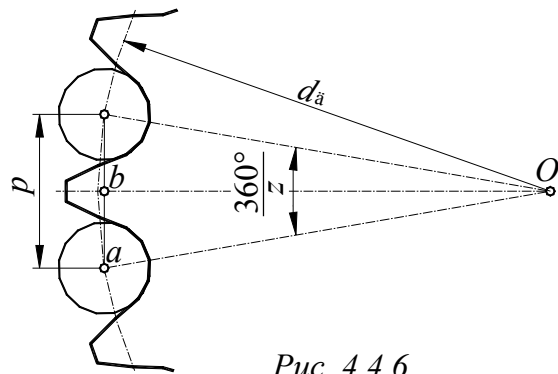


Рис. 4.4.6

$$a_0 = (30 - 60) p. \quad (4.4.15)$$

Наименьшее допустимое значение межосевого расстояния a_0 можно получить из условия обеспечения угла охвата меньшей звездочки, который не должен быть меньше 120° .

Угол охвата меньшей звездочки, на основании (рис. 4.4.5), равен:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma \quad (4.4.16)$$

После предварительного определения длины цепи L_0 по формуле (4.4.13) с учетом (4.4.14) и (4.4.16), следует произвести уточнение полученной величины с учетом того, что длина цепи L должна быть кратной числу ее звеньев $z_{ц}$.

$$z_{ц0} = \frac{L_0}{p}. \quad (4.4.17)$$

Полученное значение $z_{ц0}$ следует значение округлить в большую сторону до ближайшего *целого* числа $z_{ц}$. Округление желательно произвести до *четного* числа, чтобы избежать применения *переходного* звена (рис. 4.4.2).

После уточнения числа звеньев в контуре следует уточнить *требуемое* расстояние между центрами звездочек.

Из рис. 4.4.5:

$$\frac{2a}{\cos \gamma} = L - \frac{\pi p}{2 \sin \frac{180^\circ}{z_1}} \left[u \left(1 + \frac{\gamma}{90^\circ} \right) + \left(1 - \frac{\gamma}{90^\circ} \right) \right] \quad (4.4.18)$$

Из уравнения (4.4.18) получим:

$$a = \frac{\left\{ L - \frac{\pi p}{2 \sin \frac{180^\circ}{z_1}} \left[u \left(1 + \frac{\gamma}{90^\circ} \right) + \left(1 - \frac{\gamma}{90^\circ} \right) \right] \right\} \cos \gamma}{2}. \quad (4.4.19)$$

Угол γ в уравнениях (4.4.18), (4.4.19) с достаточной для практики точностью можно определять по уравнению (4.4.14).

4.4.5. Звездочки цепных передач

Профиль зубьев звездочек (рис. 4.4.7) должен обеспечивать их износостойчивость, нарезание зубьев с помощью высокопроизводительных методов (например, обкаткой), плавный вход в зацеплении и выход из зацеп-

ления цепей. Основные параметры звездочек определяются нижеприведенными формулами.

Делительный диаметр звездочки d_d определяется по формуле (4.4.12).

Диаметр окружности выступов звездочки D_a :

$$D_a = p \left(0,5 + c \operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z} \right) \quad (4.4.20)$$

Диаметр окружности впадин D_f :

$$D_f = d_d - 2r. \quad (4.4.21)$$

Остальные параметры профиля зубьев звездочки, указанные на рис. 4.4.7, определяются существующим в настоящее время стандартом.

Размеры зуба и венца звездочек в *поперечном* сечении (рис. 4.4.8) так же регламентируются стандартом.

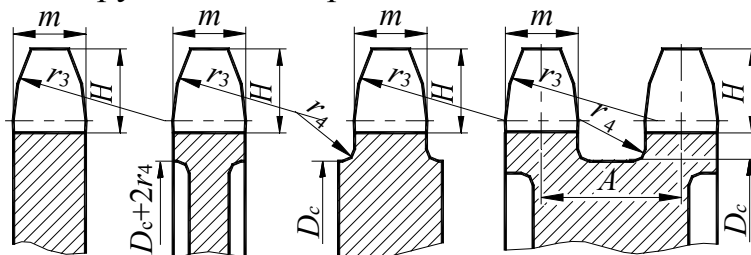


Рис. 4.4.8

Для обеспечения износостойкости и сопротивляемости ударным нагрузкам детали цепей и звездочки изготавливают из термически обработанных или цементованных углеродистых и легированных сталей (60, 65Г, 20, 20Х и др.).

Звездочки тихоходных передач (при $v \leq 3$ м/с) при спокойных нагрузках можно изготавливать их серых чугунов (СЧ 21-40 и др.) с последующей закалкой.

4.4.6. Силы, действующие в цепной передаче

Расчетная сила натяжения *ведущей* ветви цепи:

$$F_p = F_t + F_1 + F_v, \quad (4.4.35)$$

где F_t – окружная сила, Н;

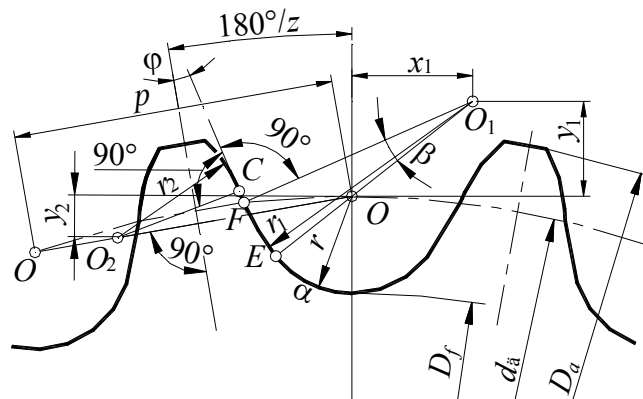


Рис. 4.4.7

$$F_t = 2000 \frac{T_{н1}}{d_{д1}}. \quad (4.4.36)$$

F_1 – сила натяжения *ведомой* ветви цепи;

$$F_1 = F_0 + F_{ц}, \quad (4.4.37)$$

где F_0 – сила натяжения от собственной силы тяжести холостой ветви;

при *горизонтальном* (и близком к нему) положении линии, соединяющей оси звездочек:

$$F_0 = \frac{qga^2}{8f} = \frac{1,23qa^2}{f}, \quad (4.4.38)$$

при *вертикальном* (и близком к нему) положении линии центров звездочек:

$$F_0 = mga, \quad (4.4.39)$$

где q – масса 1 м цепи, кг;

$g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

a – межосевое расстояние, м;

f – стрела провисания ветви.

$F_{ц}$ – сила натяжения от действия *центробежных* сил:

$$F_{ц} = qv^2. \quad (4.4.40)$$

F_v – *динамическая* нагрузка, обусловленная неравномерностью движения:

$$F_v = (F'_v + F''_v) \Delta_y, \quad (4.4.41)$$

где F'_v – динамическая нагрузка от неравномерности движения ведомой звездочки и приведенных к ней масс:

$$F'_v = \frac{\lambda n_1^2 J}{90}, \quad (4.4.42)$$

где λ – коэффициент, учитывающий влияние числа зубьев ведомой звездочки z_2 :

$$\lambda = \frac{\pi}{z_2}, \quad (4.4.43)$$

n_1 – частота вращения ведущей звездочки,

J – момент инерции ведомой звездочки и всех сопряженных вращающихся деталей на ее валу;

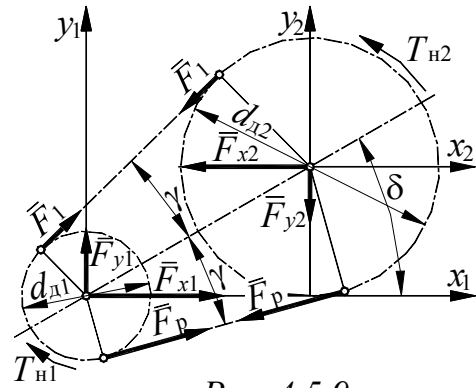


Рис. 4.5.9

F_v'' – динамическая нагрузка от неравномерности движения цепи:

$$F_v'' = \frac{ql_1 n_1^2 p}{180}, \quad (4.4.44)$$

где l_1 – длина ведущей ветви;

p – шаг цепи;

Δ_y – коэффициент, учитывающий влияние упругости и провисания цепи ($\Delta_y = 0,5$ при $a = 30 p$, $\Delta_y = 0,75$ при $a = 80 p$).

Центробежная сила на валы и опоры не передается.

$$F_y = F_{y1} = F_{y2} = F_0 \sin(\delta + \gamma) + (F_t + F_0 + F_v) \sin(\delta - \gamma), \quad (4.4.45)$$

$$F_x = F_{x1} = F_{x2} = F_0 \cos(\delta + \gamma) + (F_t + F_0 + F_v) \cos(\delta - \gamma), \quad (4.4.46)$$

где, на основании формулы (4.4.11):

$$\gamma = \arcsin \frac{d_{д1}(u-1)}{2a}. \quad (4.4.47)$$

4.4.7. Расчет роликовой цепной передачи по критериям ее работоспособности

Основным критерием работоспособности цепных передач является *износ шарниров цепи*.

Поэтому главной целью проектирования передач является подбор такой цепи, которая в заданных условиях работы будет обладать достаточной долговечностью. Проектирование цепных передач базируется главным образом на опытных данных.

Для проектирования должны быть заданы: номинальная передаваемая мощность $P_{н2}$ или момент $T_{н2}$, частоты вращения валов n_1 и n_2 или одного из валов и передаточное отношение u ; назначение передачи; условия работы передачи; предполагаемые габариты передачи; расположение передачи.

4.4.7.1. Проектный расчет

В качестве исходных данных заданы значения $T_{н2}$, u , n_2 , условия работы передачи.

Расчетный момент $T_{н1}$:

$$T_{н1} = \frac{T_{н2}}{\eta u}, \quad (4.4.48)$$

где η – коэффициент полезного действия цепной передачи;

В зависимости от способа смазки величина коэффициента полезного действия цепной передачи принимается из диапазона 0,9-0,95.

Частота вращения ведущей (входной) звездочки n_1 :

$$n_1 = un_2. \quad (4.4.49)$$

Число зубьев малой ведущей звездочки z_1 (*оптимальное*) (в диапазоне от 15 до 27) определяется в соответствии с рекомендациями, приводимыми в справочниках.

Число рядов цепи m выбирается конструктором.

Число зубьев большой звездочки z_2 :

$$z_2 = z_1u. \quad (4.4.50)$$

Передаточное число u_ϕ (*уточненное значение*):

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}. \quad (4.4.51)$$

Отклонение передаточного числа от заданного Δu :

$$\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} 100\%. \quad (4.4.52)$$

Должно выполняться условие $\Delta u \leq 4\%$. В противном случае следует выбрать другое число зубьев z_2 .

Шаг цепи p назначается в зависимости от величины расчетного момента $T_{н1}$ и от частоты вращения меньшей звездочки n_1 в соответствии с рекомендациями, приводимыми в справочниках.

Остальные размеры передачи можно определить, воспользовавшись формулами, приведенными в разделах 4.4.4 и 4.4.5.

4.4.7.2. Проверочные расчеты

4.4.7.2.1. Проверка по числу ударов цепи о зубья звездочек

Эта проверка сводится к определению числа ударов цепи о зубья звездочек U и сравнению его с допусκαемым числом ударов U_p .

Должно выполняться условие:

$$U \leq U_p. \quad (4.4.58)$$

$$U_p = \frac{508}{p}, \quad (4.4.59)$$

$$U = 0,0667 \frac{z_1 n_1}{a}. \quad (4.4.60)$$

Нарушение условия (4.4.58) не допускается. В противном случае следует увеличить межосевое расстояние a .

4.4.7.2.2. Проверка по давлению в шарнирах цепи

При этой проверке определяется расчетное давление в шарнирах $p_{\text{расч}}$ и сравнивается с допускаемым давлением p_p . Должно выполняться условие:

$$p_{\text{расч}} \leq p_p. \quad (4.4.61)$$

$$p_{\text{расч}} = \frac{F_p k_3}{A_{\text{оп}}}. \quad (4.4.62)$$

Значение F_p определяется по формуле (4.4.35), значения коэффициента k_3 , учитывающего условия монтажа и эксплуатации, параметра $A_{\text{оп}}$, (проекции опорной поверхности шарнира) и допустимого давления p_p в шарнире для роликовых цепей определяются по соответствующим справочным данным.

Перегрузка цепи не допускается. Если условие (4.4.61) не выполняется, то следует либо принять цепь с большим шагом p , либо увеличить z_1 . После принятой корректировки следует произвести перерасчет передачи.

4.4.7.2.3. Проверка прочности цепи по коэффициенту безопасности

При проверке цепи по коэффициенту безопасности определяется действительный коэффициент безопасности s и сравнивается с нормативный коэффициент безопасности s_p . Должно выполняться условие:

$$s \geq s_p. \quad (4.4.63)$$

$$s = \frac{Q}{F_p}, \quad (4.4.64)$$

где Q – разрушающая нагрузка для данного типоразмера цепи (справочное данное);

F_p – расчетная сила натяжения *ведущей* ветви цепи (определяется по уравнению (4.4.35);

s_p – нормативный коэффициент безопасности (справочное данное).

Должно выполняться условие: $s_p \leq s$.

Перегрузка цепи не допускается.

Если условие $s_p \leq s$ не выполняется, то следует либо принять цепь с большим шагом p , либо увеличить z_1 .

После принятой корректировки следует произвести перерасчет передачи.

5. ВАЛЫ И ОСИ

5.1. Общие сведения

Валы предназначены для поддержания вращающихся частей машины и для передачи вращающего момента от одной вращающейся детали машины к другой. Валы несут на себе детали механизма и поэтому, в зависимости от конструкции, работают или *при совместном действии изгиба и кручения*, или *только при кручении*.

Достаточно часто используются *частные варианты валов*, выделенные в отдельные группы – *торсионные валы (торсионы)* и *оси*.

Торсионы передают только *вращающие моменты*.

Ось является деталью, предназначенной только для поддержания вращающихся частей, и в передаче энергии непосредственно не участвует. Оси работают только на *изгиб*, так как не передают вращающего момента. Наиболее широко распространены в технике *прямые валы и оси*.

Коленчатые валы (рис. 5.1.1) применяют в поршневых двигателях и компрессорах.

Гибкие валы выпускаются трех типов:

ВС (гибкие проволочные валы),

ВС-Б (гибкие проволочные валы с броней),

В (гибкие валы).

Такие валы обладают *высокой жесткостью при кручении* и *малой жесткостью при изгибе*.

Валы первых двух типов используются в силовых цепях передачи энергии, а валы последнего типа – в приводах управления, в приводах автомобильных приборов и т.п.

Гибкий вал (рис. 5.1.2) состоит из сердечника 1, вокруг которого попеременно крестовой свивкой навиты (по винтовой линии) несколько слоев круглой стальной проволоки 2.

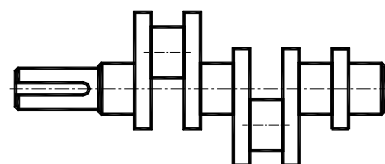


Рис. 5.1.1

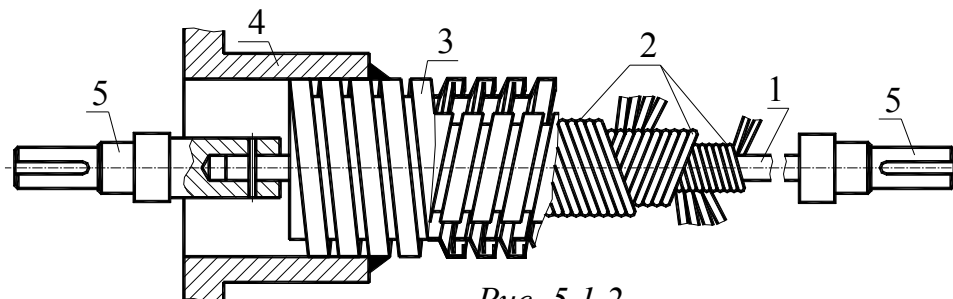


Рис. 5.1.2

Для предохранения вала от внешней среды, удержания смазки и безопасной эксплуатации вал размещен в защитной броне 3 (обычно ме-

таллическом рукаве). Концы брони припаивают к наконечникам вала 4, а сердечник присоединяют к жестким валам узлов 5, между которыми гибкий вал передает движение.

Допустимый вращающий момент для каждого размера вала установлен стандартами. Он соответствует такому направлению вращения вала, при котором витки наружного слоя вала будут закручиваться и уплотнять внутренние слои проволоки.

Коленчатые, гибкие и торсионные валы относятся к деталям *специальных* машин и не являются предметом изучения данного курса.

Прямые валы и оси в большинстве случаев имеют круглое *сплошное* сечение. *Полые* валы и оси (рис. 5.1.3) применяют для облегчения конструкции, в тех случаях, когда через них проходят вдоль оси другие детали, для подачи масла, для расположения в полости вала деталей управления.

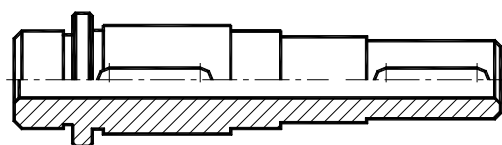


Рис. 5.1.3

Фиксирование насаженных деталей от относительного поворота осуществляют шпоночными, зубчатыми (шлицевыми) соединениями и соединениями с гарантированным натягом (рис. 5.1.4).

По условиям сборки на одном валу деталей с различными посадками и типами соединений, а также по требованиям к осевой фиксации деталей в большинстве случаев принимают *ступенчатую* конструкцию вала (рис. 5.1.3, 5.1.4). Такая форма вала удобна для монтажа на него вращающихся деталей, каждая из которых должна свободно проходить по валу до места своей посадки.

Диаметры посадочных участков выбирают на основании расчета на прочность и стандарта на предпочтительные размеры, а их длины определяют по размерам сопрягаемых деталей.

Торцы осей и валов и их ступеней выполняют с конусными *фасками* для облегчения посадки деталей и снятия

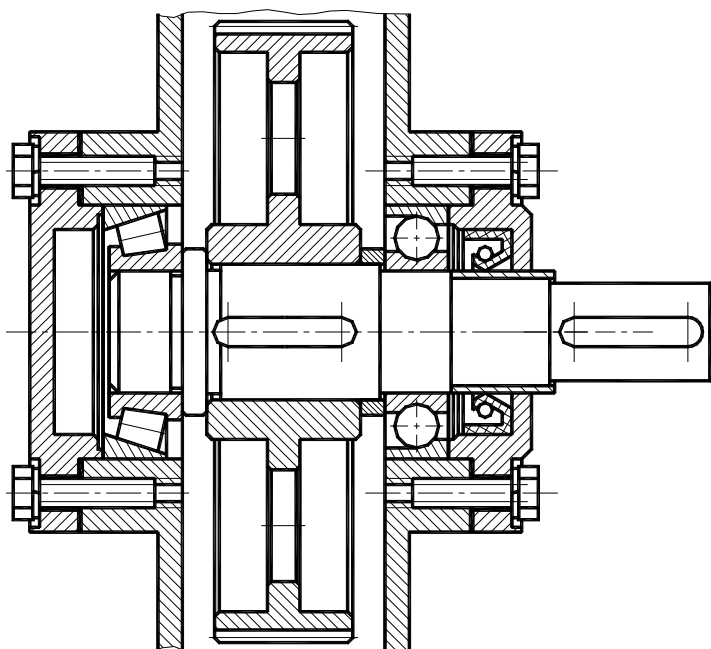


Рис. 5.1.4

заусенцев, являющихся источником травматизма при сборке конструкций (рис. 5.1.3, 5.1.4).

Для уменьшения концентрации напряжений в местах перехода от одного участка вала или оси к другому разность между диаметрами ступеней должна быть минимальной. Плавный переход от одной ступени к другой называется *галтелью* (рис. 5.1.5).

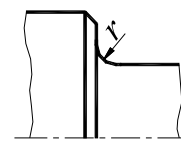


Рис. 5.1.5

Для монтажа и демонтажа тяжелых деталей на концах валов и осей посадочные места часто выполняют *коническими* (рис. 5.1.6).

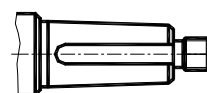


Рис. 5.1.6

Валы вращаются в *опорах*, в качестве которых служат *подшипники качения* или скольжения. На рис. 5.1.4 показаны варианты установки подшипников качения «враспор» радиально-упорных подшипников.

Опорные части валов называют *цапфами*, при этом *концевые цапфы* для подшипников скольжения называют *шитами*, а промежуточные – *шейками*. Концевые опорные поверхности валов, предназначенные для восприятия *осевых* нагрузок, называют *пятями*, а подшипники скольжения, в которых они размещаются, – *подпятниками*.

Цапфы осей и валов выполняют чаще всего *цилиндрическими*.

Конические цапфы применяют при осевом фиксировании валов и в точных механизмах, когда не допускается отклонение осей из-за износа опор.

Шаровые цапфы используют в тех случаях, когда необходимы угловые отклонения осей (рис. 5.1.7).

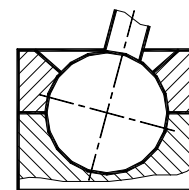


Рис. 5.1.7

Цапфы валов и осей подвергают тщательной обработке. Для выхода шлифовального круга в местах перехода от меньшего диаметра цапфы к большему (рис. 5.1.8) выполняют кольцевые канавки, так как в противном случае часть поверхности цапфы окажется недошлифованной из-за скругленности краев шлифовального круга и посадка деталей подшипникового узла на цапфу будет затруднена.

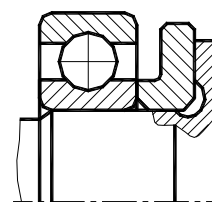


Рис. 5.1.8

При *небольшой* разнице диаметров зубчатого колеса и вала шестерню и вал выполняют как одно целое (рис. 5.1.9). В этом случае материал для изготовления *вала-шестерни* выбирают в соответствии с требованиями, предъявляемыми к материалу *шестерни*.

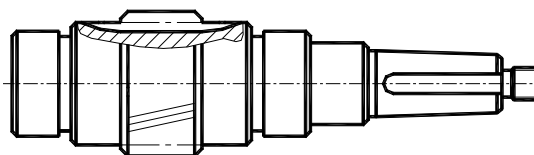


Рис. 5.1.9

Шпоночные пазы, резьбы под установочные гайки, поперечные сквозные отверстия под штифты или отверстия под установочные винты, канавки, а также резкие изменения сечений вала вызывают концентрацию напряжений, уменьшающих его усталостную прочность. Поэтому, по возможности, следует избегать применения элементов, вызывающих *концентрацию* напряжений.

5.2. Материалы валов и осей

Большинство валов и осей изготавливают из *углеродистых сталей* (марок 20, 30, 40, 45, 50) и *легированных сталей* (марок 20X, 40XН, 30ХГСА, 40ХН2МА, 18Х2Н4МА) и др.

Выбор материала определяется конструкцией вала или оси, требованиями к нему предъявляемыми условиями эксплуатации, необходимым сроком гарантии безотказной работы. Например, применение легированных сталей дает возможность при необходимости ограничить массу и габаритные размеры вала, повысить стойкость шлицевых соединений. Выбор материала вала-шестерни (или червяков) определяется требованиями к поверхностной твердости и выносливости при изгибе зубьев вала-шестерни (витков червяка).

Для улучшения механических характеристик валов и осей применяют различные виды термообработки, например, их цапфы подвергают закалке при нагреве током высокой частоты или цементации для повышения их износостойкости.

5.3. Критерии работоспособности валов и осей

Валы относятся к числу наиболее ответственных деталей машин. Чрезмерное нарушение формы вала из-за высокой радиальной податливости или колебаний, а в предельных случаях и разрушение вала, влечет за собой выход из строя всей конструкции.

Неподвижные оси при постоянных нагрузках и *тихоходные валы*, работающие в условиях *больших перегрузок*, рассчитывают на *статическую прочность*.

Валы быстроходных машин часто подвергаются *усталостному разрушению* и их необходимо рассчитывать на *усталостную прочность*. Характеристикой *усталостной* прочности является *коэффициент безопасности*.

Под действием приложенных сил у валов появляются деформации *изгиба* и *кручения*. Чрезмерный изгиб валов нарушает нормальную работу подшипниковых узлов, зубчатых зацеплений, фрикционных механизмов. Поэтому величина деформаций валов и осей ограничивается, а

их жесткость, характеризуемая допускаемым прогибом в местах посадки деталей, а также допускаемыми углами наклона и закручивания сечений, является одним из основных критериев работоспособности.

5.4. Расчеты на прочность и конструирование валов

5.4.1. Общие сведения

Целью расчетов на прочность является определение основных размеров осей и валов, при которых обеспечивается их статическая прочность и выносливость (усталостная прочность).

Сложившаяся практика расчета и конструирования валов подразделяет эту процедуру на три этапа:

- ориентировочный расчет;
- конструирование вала;
- уточненный (поверочный) расчет.

Ориентировочный расчет вала выполняется с целью предварительного определения величины его минимально допускаемого диаметра.

На этапе конструирования разрабатывают конструкцию вала, обеспечивая условия технологичности изготовления и сборки. На этом этапе определяют диаметры и осевые размеры выходного конца, посадочных мест под подшипники, зубчатые колеса и другие детали, монтируемые на вал.

Целью уточненного (поверочного) расчета вала является определение напряжений и коэффициента безопасности (при расчете на статическую прочность) или коэффициента безопасности (при расчете на выносливость) и сравнению полученных значений с допускаемыми.

5.4.2. Ориентировочный расчет вала

На этом этапе проектирования, геометрические параметры вала не определены, поэтому расчет ведется только по касательным напряжениям, возникающим при кручении. Из-за того, что при ориентировочном расчете не учитывается влияние изгибающего момента, наличие ослабляющих факторов шпоночных канавок, колец, переходов и т.д.), то на этом этапе значение допускаемого касательного напряжения $\tau_{кр}$ принимается заниженным по сравнению с допускаемыми касательными напряжениями $\tau_{кр}$ для конструкционных материалов, приводимыми в справочниках. Значения $\tau_{кр}$ при ориентировочном расчете для валов из среднеуглеродистых сталей принимаются в пределах от 20 Н/мм^2 до 30 Н/мм^2 в зависимости от материала вала и вида нагрузки.

Минимально допускаемый диаметр круглого сплошного вала d_{\min} без учета наличия шпоночных или шлицевых пазов определяют, основываясь на условии прочности на кручение по формуле (см. раздел 2.6.2):

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_{кр}}}, \quad (5.4.1)$$

где T – максимальный крутящий момент на валу;

$\tau_{кр}$ – допускаемое касательное напряжение при ориентировочном расчете.

Для консольных участков входных или выходных валов (рис. 5.1.4) полученное значение d_{\min} следует округлить до ближайшего большего стандартного значения выходного участка вала.

5.4.3. Конструирование вала

5.4.3.1. Определение диаметров на различных участках вала

Исходя из величины d_{\min} , назначают диаметры промежуточных несопряженных участков вала, выбирают номинальные диаметры соединений.

Перепад последовательных ступеней диаметров d_i и d_{i+1} валов, необходимый для свободной транспортировки деталей до мест их посадок с натягом, должен назначаться минимальным – (5–10)%, но абсолютную величину перепада не рекомендуется назначать более 10 мм.

Назначенные диаметры отдельных участков округляют до ближайшего значения из ряда стандартных размеров.

Значение диаметра посадочной шейки подшипника качения округляют в большую сторону до значения диаметра внутреннего кольца выбранного подшипника.

Для промежуточных валов (рис. 5.4.1), минимальным диаметром, очевидно, является диаметр посадочной шейки подшипника. Поэтому для та-

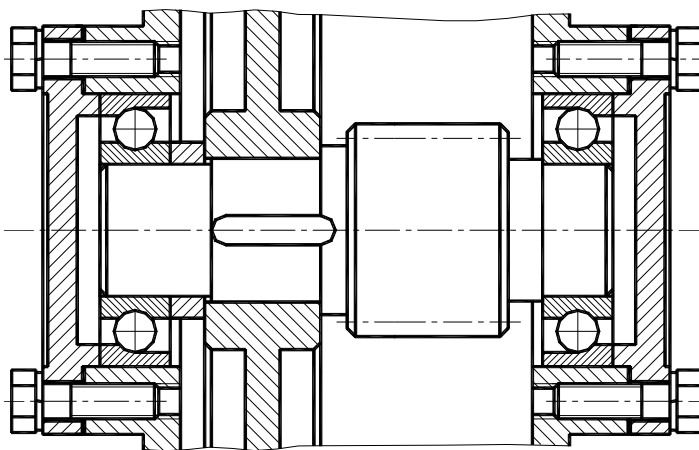


Рис. 5.4.1

ких валов значение d_{\min} , полученное по формуле (5.4.1), округляют до *ближайшего большего значения внутреннего диаметра подшипника*.

Рекомендации для остальных диаметров остаются такими же, как и для выходных или входных валов.

5.4.3.2. Определение осевых размеров участков вала

Осевые размеры валов и осей выявляют в процессе *эскизной компоновки редуктора* в соответствии с рекомендациями к определению положения подшипников и ширины зубчатых венцов, определяемых при расчете передачи. Например, расстояние между опорами червячного колеса принимают равным $L = (0,50 - 0,75)d_2$ (где d_2 – делительный диаметр червячного колеса), а расстояние между опорами консольной шестерни – $L = (3 - 4)B$, (где B – ширина подшипников качения).

Длина консольного участка вала должна быть согласована с длиной ступицы полумуфты, шкива или звездочки.

Длины *консольных* участков d_k входного или выходного валов должны быть приняты в зависимости от их диаметров из соответствующего ряда стандартных размеров для *цилиндрических* или *конических* концов валов.

5.4.4. Уточненный (проверочный) расчет

5.4.4.1. Расчет валов на прочность и сопротивление усталости

5.4.4.1.1. Общие положения

Для выполнения расчетов валов и осей по основным критериям работоспособности необходимо в первую очередь установить величину, характер и место приложения действующих на них сил. Поэтому на основании конструктивных размеров вала, полученных в результате ориентировочного проектирования, составляют *расчетную схему, упрощенно* рассматривая вал, как *балку на шарнирных опорах*, роль которых выполняют подшипники.

Подшипники, одновременно воспринимающие *осевые* и *радиальные* нагрузки, заменяют *шарнирно неподвижными* опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, – *шарнирно подвижными* опорами (рис. 5.4.2).

Положение опоры определяют с учетом угла контакта подшипника качения. При угле контакта, равном нулю (для радиальных подшипников) положение опоры принимают в середине ширины подшипника (рис. 5.4.2).

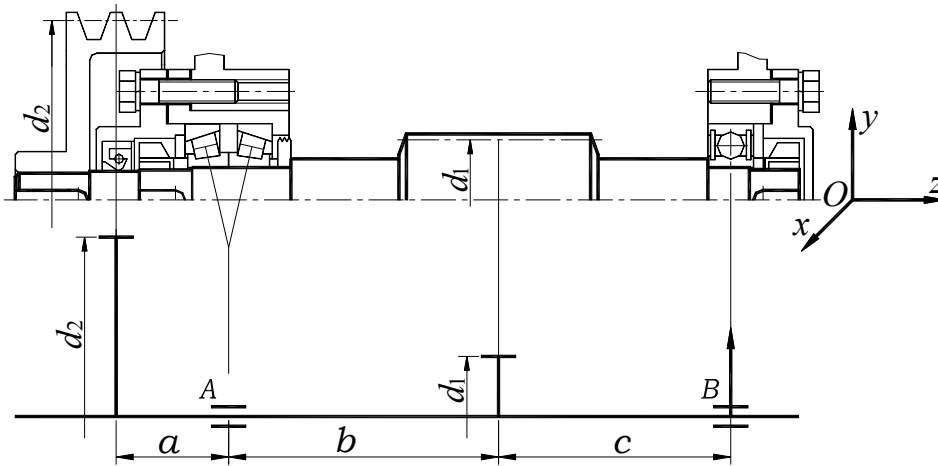


Рис. 5.4.2

Нагрузки, передаваемые валу со стороны насаженных на него деталей в виде *распределенных сил*, действующих по ширине деталей, приводят к центру соединения в виде *сосредоточенного крутящего момента T* , осевой R_z радиальных R_x, R_y сил и моментов M_x, M_y , действующих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 5.4.3).

Если нагрузки, действующие на вал и приведенные к оси вала, расположены в различных плоскостях, то их следует разложить на составляющие, лежащие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и в каждой из этих плоскостей определить опорные реакции и внутренние силы.

При составлении расчетной схемы вес вала и деталей, расположенных на них, а также силы трения в опорах не учитывают.

Так же при расчетах на прочность вала *пренебрегают напряжениями*, возникающими от действия *растягивающих или сжимающих и перерезывающих сил*.

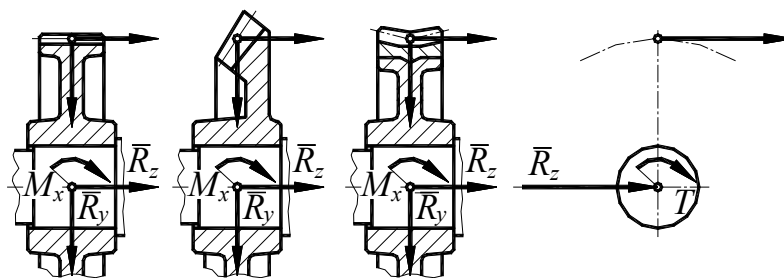


Рис. 5.4.3

5.4.4.1.2. Определение нагрузок, действующих на вал

Для расчета вала на прочность необходимо определить величину *изгибающих и крутящих моментов* в различных сечениях вала, найдя при этом наиболее опасные из сечений, используя методики построения

эпюр, изложенные в курсе по сопротивлению материалов. Построение эпюры производится на основе *расчетной схемы*, изображенной, для лучшей наглядности, под эскизом чертежа вала (рис. 5.4.4).

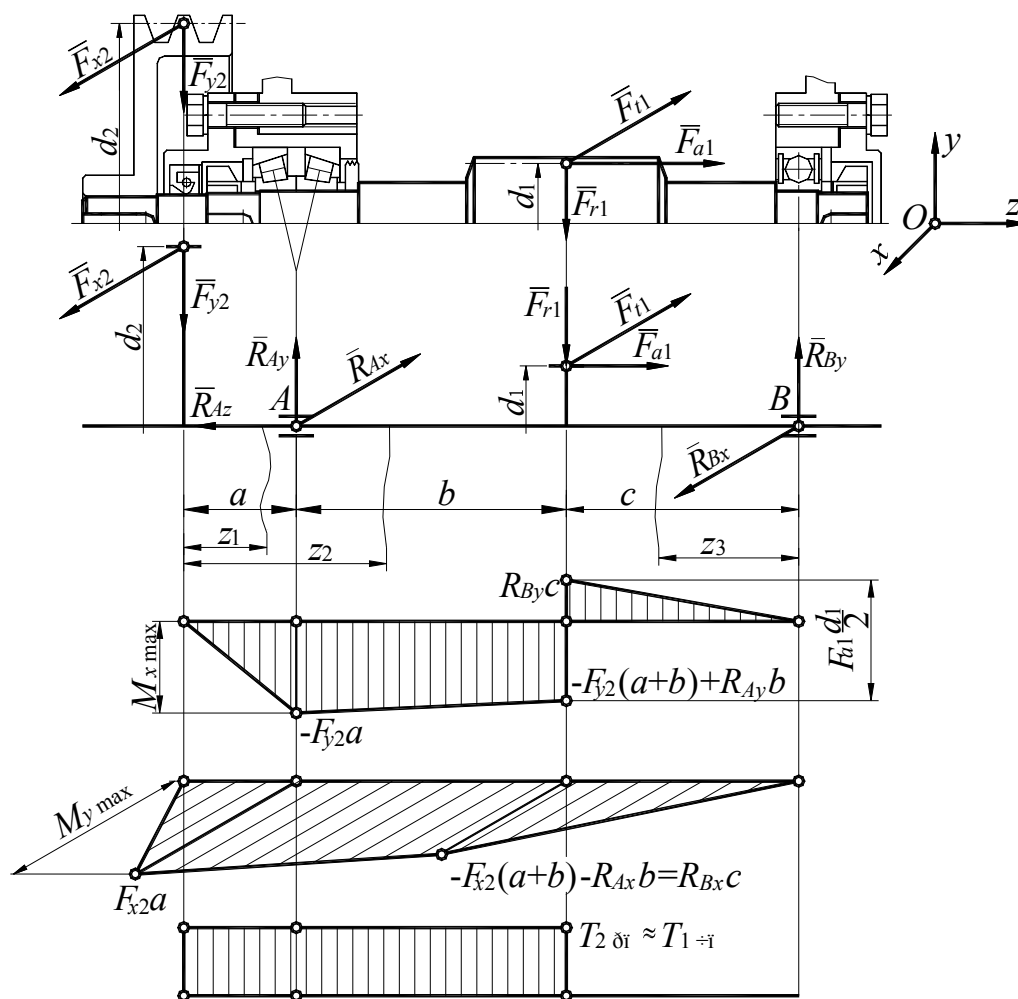


Рис. 5.4.4

Расчетная схема представляет собой ось вала, изображенную в виде прямой линии длиной, равной длине вала, к которой приложены *все* силы, действующие на вал (как *внешние*, так и *реактивные*) на тех же расстояниях друг от друга и от торцов оси, что и на валу, и на тех же расстояниях от оси, что и от оси вала. Следует иметь в виду, что *поперечные* силы (силы, нормальные к оси вала) можно, как скользящие вектора, привести к оси вала.

Методика определения *реакций* в опорах изложена в курсе по сопротивлению материалов.

При построении эпюр следует обратить внимание на следующее:

1. Уравнения моментов, необходимые при построении эпюры, составляются *относительно рассматриваемого сечения* на основании силовых факторов, действующих *по одну сторону* от данного сечения.

2. При наличии на валу сосредоточенных моментов (например, при действии осевых сил в зацеплении, приложенных на некотором расстоянии от продольной оси вала) появляется мгновенное изменение величины момента на величину сосредоточенного момента, так называемый скачок. Этот скачок может быть как положительным, так и отрицательным, в зависимости от знака сосредоточенного момента.

3. Эпюры изгибающих моментов строятся в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. При определении величины полного изгибающего момента в каком-либо сечении, определяются их составляющие и суммируются по теореме Пифагора.

Следует иметь в виду, что в тех случаях, когда в рассматриваемом сечении эпюра располагается по обе стороны от нулевой линии, то в расчет принимается *большая* величина момента, отсчитанная от нулевой линии (рис. 5.4.4, 5.4.5).

4. Для *опасного* сечения (рис. 5.4.5) расчетное значение изгибающего момента равно (при использовании третьей теории прочности):

$$M = \sqrt{M_{x \max}^2 + M_{y \max}^2} \quad (5.4.2)$$

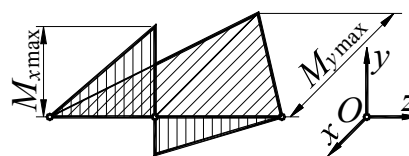


Рис. 5.4.5

Значение M , определенное по формуле (5.2.2), принимается положительным.

5. Для того чтобы значения M_x и M_y было удобно суммировать, их эпюры рекомендуется строить в одном масштабе.

5.4.4.1.3. Проверочный расчет вала по статической прочности

Расчет вала на *статическую* прочность сводится к определению *напряжений* и к определению *коэффициента безопасности* и сравнению полученных значений с допускаемыми.

Эквивалентные напряжения в *наиболее опасном сечении* вала, появляющиеся при совместном действии изгиба и кручения, наиболее часто определяют по *третьей* теории прочности.

При совместном действии *изгиба* и *кручения* на вал *круглого* сплошного поперечного сечения, условие прочности по третьей теории прочности (см. разделы 2.7.2.3 и 2.7.3.2) принимает вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sqrt{M_{\text{и}}^2 + T^2}}{W} \leq \sigma_p \quad (5.4.3)$$

Значение осевого момента инерции W для круглого сплошного сечения, входящего в формулу, равно:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (5.4.4)$$

Величина действительного коэффициента безопасности S в этом случае определяется по формуле (2.7.62) и сравнивается с его допускаемым значением S_p в соответствии с условием:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S_p. \quad (5.4.5)$$

где $S_\sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma}$ — коэффициент безопасности по нормальным напряжениям;

$$S_\tau = \frac{\tau_T}{\tau} \text{ — коэффициент безопасности по касательным напряжениям.}$$

$$\tau_T \approx 0,5\sigma_T.$$

5.4.4.1.4. Проверочный расчет вала по усталостной прочности

Проверочный расчет вала (или оси) на *усталостную* прочность учитывает все основные факторы, влияющие на усталостную прочность; характер напряжений, наличие концентраторов напряжений, абсолютные размеры вала (или оси), обработку поверхностей и прочностные характеристики материала, из которого изготовлен вал (или ось). Конструкция вала (или оси) должна быть полностью известна.

Переменные напряжения в валах появляются как от изменяющейся во времени, так и от постоянной внешней нагрузки. Постоянные по значению и направлению силы передач, например, вызывают во *вращающихся* валах циклические (переменные) напряжения изгиба, изменяющиеся по *симметричному* циклу.

Расчет на усталостную прочность заключается в определении величины действительных коэффициентов запаса усталостной прочности S для выбранных *опасных* сечений валов (или осей) и является поэтому проверочным и сравнению ее с допускаемой величиной S_p .

Допускаемый коэффициент безопасности S_p при расчете на *выносливость* может быть представлен в виде произведения трех составляющих:

$$S_p = S_{p1} S_{p2} S_{p3} \quad (5.4.6)$$

где S_{p1} — учитывает степень ответственности детали,
 S_{p2} — учитывает точность расчетных нагрузок,
 S_{p3} — учитывает надежность выбранного материала.

Величина коэффициента S_{p1} выбирается из диапазона 1,3-1,5, причем большие значения соответствуют большей ответственности детали с точки зрения последствий, вызванных поломкой детали.

Величина коэффициента S_{p2} принимается в пределах 1,1-1,5 и может быть меньшей или большей в зависимости от точности расчета нагрузок.

Величина коэффициента S_{p3} принимается равной 1,3 для деталей из проката или поковки и равной 1,5 для термообработанных деталей.

Условие усталостной прочности определяется уравнением (5.2.5), в котором коэффициенты безопасности S_σ и S_τ определяются по формулам (см. раздел 2.11.5):

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (5.4.7)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m}, \quad (5.4.8)$$

где S_σ , S_τ – коэффициенты безопасности, соответственно, по нормальным и по касательным напряжениям;

σ_{-1} , τ_{-1} – пределов выносливости, соответственно, по нормальным и по касательным напряжениям;

σ_a , τ_a – амплитуда, соответственно, нормальных и касательных напряжений;

σ_m , τ_m – среднее напряжение цикла, соответственно, нормальных и касательных напряжений, Н/мм²;

ψ_σ , ψ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла на прочность, соответственно, при изгибе и при кручении.

6. ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

6.1. Общие сведения

Опорой называют часть механизма, обеспечивающую вращательное движение подвижных частей механизма.

Основной частью опоры является подшипник, являющийся промежуточным элементом между неподвижной частью механизма и вращающимся валом.

В зависимости от *вида трения* подшипники подразделяют на два основных вида: подшипники *качения* и подшипники *скольжения*.

В данном курсе рассмотрены только *подшипники качения*, как наиболее распространенные в общем машиностроении.

В зависимости от *способности восприятия нагрузки* подшипники подразделяют на

- *радиальные* (воспринимают радиальные реакции),
 - *упорные* (воспринимают осевые реакции),
 - *радиально-упорные* (воспринимают комбинированные реакции).
- Упорные* подшипники *скольжения* называют *подпятниками*.

6.2. Классификация подшипников качения

Подшипник качения (рис. 6.2.1) состоит из наружного 1 и внутреннего 2 колец, которыми соединяется с цапфой и корпусом. Между кольцами расположены тела качения 3.

По наружной поверхности внутреннего кольца и внутренней поверхности наружного кольца (на торцовых поверхностях колец упорных подшипников качения) выполняют желоба – дорожки качения, по которым при работе подшипника катятся тела качения. Вследствие этого между контактирующими поверхностями тел качения и дорожек колец подшипников возникает преимущественно трение *качения*.

Сепараторы 4 направляют и удерживают на равных расстояниях тела качения при работе подшипников.

Имеются подшипники, у которых отсутствуют некоторые из указанных деталей. Например, игольчатые и некоторые другие типы специальных подшипников не имеют сепараторов. Такие подшипники имеют большее число тел качения и, следовательно, большую грузоподъемность. Однако предельные частоты вращения бессепара-

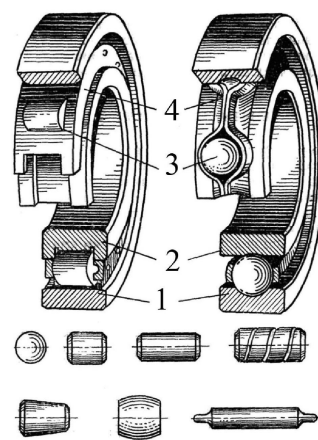


Рис. 6.2.1

торных подшипников значительно ниже вследствие повышенных моментов сопротивления вращению. В некоторых узлах машин в целях уменьшения габаритов, а также повышения точности и жесткости применяют так называемые совмещенные опоры: дорожки качения при этом выполняют непосредственно на валу или на поверхности корпусной детали. Отдельные типы подшипников снабжаются мазеудерживающими шайбами, уплотнительными устройствами и другими специальными деталями.

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

— по *форме тел качения*:

— *шариковые* (рис. 6.2.2, 6.2.3, 6.2.7, 6.2.9, а);

— *роликовые*:

ролики *цилиндрические* (рис. 6.2.4); ролики *конические* (рис. 6.2.6; 6.2.8, а); ролики *бочкообразные* (рис. 6.2.8, б; 6.2.9, б);

— *игольчатые* (рис. 6.2.5);

— по *направлению воспринимаемой нагрузки*:

— *радиальные*, в основном для радиальных нагрузок (нагрузок, действующие перпендикулярно оси вращения подшипника) (рис. 6.2.2, 6.2.4, 6.2.5, 6.2.9);

— *радиально-упорные*, предназначенные для восприятия одновременно действующих на подшипник радиальной и осевой нагрузок (рис. 6.2.3, 6.2.6);

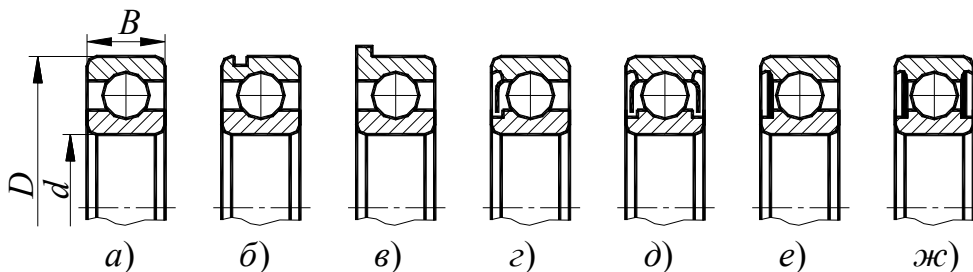


Рис. 6.2.2

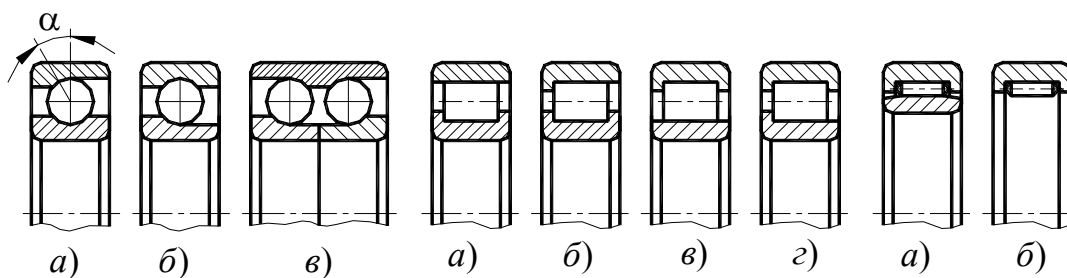


Рис. 6.2.3

Рис. 6.2.4

Рис. 6.2.5

— *упорно-радиальные*, воспринимающие осевые нагрузки при одновременном действии относительно небольшой радиальной нагрузки (упорно-радиальные подшипники отличаются от радиально-

упорных величиной номинального (начального) угла контакта α (рис. 6.3, а), который равен углу между нормалью к зоне контакта шарика или ролика с дорожкой качения наружного кольца и плоскостью, перпендикулярной к

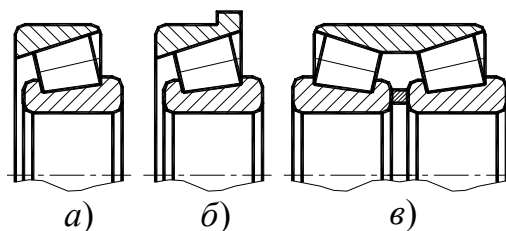


Рис. 6.2.6

оси подшипника; радиально-упорные подшипники имеют $\alpha < 36^\circ$, а упорно-радиальные – $\alpha > 36^\circ$;

— *упорные*, предназначенные для восприятия для осевых нагрузок (рис. 6.2.7, 6.2.8);

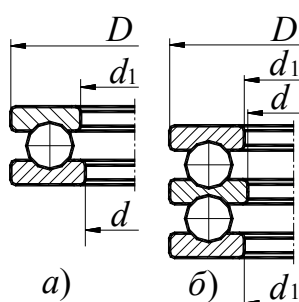


Рис. 6.2.7

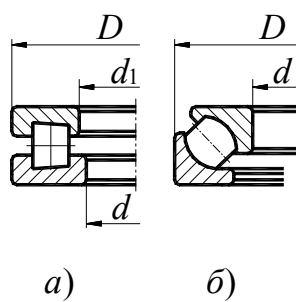


Рис. 6.2.8

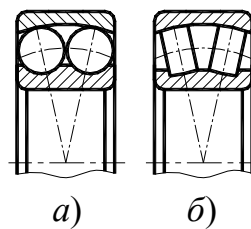


Рис. 6.2.9

Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Например, шариковый радиальный однорядный подшипник успешно применяют для восприятия совместно действующих радиальной и осевой нагрузок, а упорно-радиальные подшипники часто используют для восприятия только осевых нагрузок.

— по числу рядов качения:

- *однорядные*;
- *двухрядные*;
- *четырёхрядные*.

— по способу компенсации перекосов вала:

- *несамоустанавливающиеся*;
- *самоустанавливающиеся* – допускающие поворот оси внутреннего кольца по отношению к оси наружного кольца (рис. 6.2.9).

Подшипники с отверстием одного внутреннего диаметра по соотношению габаритных размеров подразделяют на *размерные серии* – сочетания серий диаметров и ширин (высот), определяющее габаритные размеры подшипника. Для подшипников качения по стандартам установлены следующие *размерные серии*:

— *диаметров*: 0, 8, 9, 1, 7, 2, 3, 4, 5 (в порядке увеличения размера наружного диаметра подшипника при одинаковом диаметре отверстия);

— *ширин* или *высот*: 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 (в порядке увеличения размера ширины или высоты).

Несущая способность подшипников качения одинаковых типов и внутренних диаметров увеличивается при переходе на серию с большим номером. Это облегчает подбор подшипников одинаковых внутренних диаметров и типов для валов и осей, работающих в различных условиях.

Стандарт устанавливает *классы точности* подшипников, приведенные в нижеприведенной таблице.

Перечень классов точности дан в порядке повышения точности.

Класс точности	Тип подшипника
0, 6, 5, 4, 2, T	Шариковые радиальные
	Роликовые радиальные
	Шариковые радиально-упорные
0, 6, 5, 4, 2	Упорные и упорно-радиальные
0, 6X, 6, 5, 4, 2	Роликовые конические
Дополнительные классы точности подшипников (8 и 7 – ниже класса точности 0) установлены для применения по заказу потребителей в ответственных узлах	

В *общем* машиностроении чаще всего применяют подшипники классов 0, 6 и 5.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений, размеров, формы, положения поверхностей подшипников.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации или уровня других *дополнительных* технических требований установлены три *категории* подшипников – *A, B, C*.

6.3. Маркировка подшипников качения

Маркировка подшипников состоит из их *условного обозначения* в соответствии со стандартом на условные обозначения и *условного обозначения предприятия-изготовителя*. Стандарт устанавливает *систему условных обозначений* подшипников и распространяется на шариковые и роликовые подшипники.

Маркировку в зависимости от применяемого технологического процесса наносят на любые поверхности подшипника, кроме поверхностей качения, любым способом, не вызывающим коррозии подшипников.

Основное условное обозначение подшипника состоит из семи основных знаков, обозначающих следующие признаки:

— размерную серию ширины,

- конструктивное исполнение,
- тип подшипника,
- класс точности,
- размерную серию диаметров,
- внутренний диаметр подшипника.

Основное условное обозначение подшипника характеризует *основное исполнение*:

- с кольцами и телами качения из подшипниковой стали ШХ15;
- класса точности 0;
- с сепаратором, установленным для основного конструктивного исполнения согласно отраслевой документации.

Дополнительные знаки условного обозначения располагают справа и слева от основного условного обозначения.

Дополнительные знаки *справа* начинают с *прописной* буквы, а дополнительные знаки *слева* отделены от основного условного обозначения знаком «*тире*».

Рассмотрим порядок расположения знаков *основного условного обозначения* подшипников с внутренним диаметром от 10 мм до 500 мм.

1. Обозначение *внутреннего диаметра* подшипника.

Крайние два числовых знака справа обозначают *условный* внутренний диаметр подшипника.

Для подшипников, имеющих *внутренний диаметр 20 мм и более*, *условный* внутренний диаметр обозначают частным от деления *номинального* значения этого диаметра на число 5.

Обозначения диаметров отверстия подшипников в диапазоне (10 – 17) мм приведены в нижеприведенной таблице.

Внутренний диаметр подшипника, мм	Условный внутренний диаметр
10	00
12	01
15	02
17	03

2. Обозначение *размерных серий*.

Третий числовой знак справа, обозначающие *серию диаметров* совместно с *седьмым справа* знаком, обозначающим *серию ширин (высот)*, обозначают *размерную серию* подшипника.

Серия ширин (высот), имеющая знак 0, в условном обозначении не указывается.

3. Обозначение типов подшипников.

Четвертый числовой знак справа обозначает тип подшипника.

Тип подшипника	Четвертый знак
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный сферический	3
Тип подшипника	Четвертый знак
Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный или упорно-радиальный	8
Роликовый упорный или упорно-радиальный	9

5. Обозначение конструктивного исполнения.

Пятый и шестой числовые знаки справа обозначают конструктивные исполнения подшипников, которые для каждого типа подшипников по ГОСТ 3395-89 обозначают цифрами от 00 до 99.

Обозначение серии ширин, конструктивного исполнения и типа подшипника, имеющее знак 0 (00), стоящий *левее последней значащей цифры*, опускают, если серия ширин обозначена знаком 0. В этом случае условное обозначение подшипника может состоять из двух, трех или четырех цифр.

Примеры основных условных обозначений:

32205 – подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами без бортов на внутреннем кольце с диаметром отверстия 25 мм, серии диаметров 2, серии ширин 0;

4074103 – подшипник радиальный роликовый игольчатый с массивными кольцами с диаметром отверстия 17 мм, серии диаметров 1, серии ширин 4.

6.4. Характеристики подшипников качения основных типов

Рассмотрим характеристики наиболее распространенных подшипников.

6.4.1. Тип 0 – шариковый радиальный подшипник

Шариковые радиальные однорядные подшипники основного конструктивного исполнения (обозначение 0000, рис. 6.2.2, а) предназначены для восприятия *радиальных* и *ограниченных осевых* сил любого направления являются наиболее распространенными и дешевыми. Грузоподъемность их ниже, чем у роликоподшипников равных размеров. Могут работать под воздействием только осевой силы при высокой частоте вращения, т.е. в условиях, для которых упорные шариковые подшипники не пригодны. Обеспечивают осевое фиксирование вала в двух направлениях. Не являясь самоустанавливающимися, допускают небольшие углы взаимного перекоса внутреннего и наружного колец (до 30'), значения которых зависят от радиальных зазоров в подшипнике. При одинаковых габаритных размерах эти подшипники работают с меньшими потерями на трение и при большей частоте вращения вала, чем подшипники всех других конструкций.

Другие конструктивные исполнения:

с *канавкой* по ГОСТ 2893-82 на наружном кольце для установочного кольца (обозначение 50000, рис. 6.2.2, б); применение установочного кольца упрощает осевое крепление подшипника в корпусе и позволяет выполнять сквозную обработку отверстий корпуса под установку наружных колец подшипников;

с *упорным бортом на наружном кольце* (840000, рис. 6.2.2, в); наличие упорного борта на наружном кольце позволяет выполнять сквозную обработку отверстий корпуса под установку наружных колец; возможны исполнения с одной (860000) и двумя (880000) защитными шайбами;

с *одной* (60000, рис. 6.2.2, г) или с *двумя* (80000, рис. 6.2.2, д) *защитными шайбами*, которые предохраняют подшипники от утечки смазочного материала и проникновения пыли и грязи в полость подшипника;

с *односторонним* (160000, рис. 6.2.2, е) или с *двусторонним* (180000, рис. 6.2.2, ж) *уплотнением* из маслостойкой резины или пластмассы; эффективность герметизации выше, чем у подшипников с защитными шайбами.

6.4.2. Тип 1 – шариковый радиальный сферический подшипник

Шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники основного конструктивного исполнения (обозначение 1000, рис. 6.2.9, а) предназначены для восприятия *радиальных* сил, но могут воспринимать и *ограниченные осевые* силы любого направления. Наличие осевой составляющей приводит к неравномерности в распределении сил между

рядами. Радиальная грузоподъемность ниже, чем у радиальных однорядных шарикоподшипников.

Дорожка качения на наружном кольце подшипника обработана по сфере. Поэтому подшипник способен *самоустанавливаться* и работать при значительном перекосе внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса). Применяют в узлах с нежесткими валами и в конструкциях, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий в корпусах.

6.4.3. Тип 2 – роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами

Роликовые радиальные однорядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами основного конструктивного исполнения – с бортами на внутреннем кольце и без бортов на наружном кольце (обозначение 2000, рис. 6.2.4, а) – могут воспринимать только *радиальную* силу. Роликоподшипники отличаются большей грузоподъемностью, чем шарикоподшипники. Возможен отдельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и наружного колец. Допускают *осевое относительное смещение колец*, поэтому возможно применение в качестве *плавающей опоры* (*плавающими опорами* называют опоры, которые допускают осевые смещения одного из концов валов или осей).

Другие конструктивные исполнения:

с однобортовым наружным кольцом (12000, рис. 6.2.4, б);

без бортов на внутреннем кольце (32000, рис. 6.2.4, в);

с однобортовым внутренним кольцом (42000, рис. 6.2.4, г).

Подшипники, имеющие наружные и внутренние кольца с бортами, кроме радиальной могут воспринимать ограниченную одностороннюю или двустороннюю осевую силу.

Роликовые радиальные подшипники предъявляют высокие требования к соосности посадочных мест.

Подшипники с модифицированным контактом (ролики или дорожки качения выполнены с небольшой поперечной кривизной) допускают малые взаимные перекосы колец.

6.4.4. Тип 6 – шариковый радиально-упорный подшипник

Шариковые радиально-упорные однорядные подшипники (рис. 6.2.3, а). Основные конструктивные исполнения 36000, 46000 и 66000 различаются *начальными углами контакта* ($\alpha = 12^\circ$, $\alpha = 26^\circ$ и $\alpha = 36^\circ$ соответственно). Угол контакта α – угол между нормалью к площадке контакта и плоскостью вращения подшипника. По скоростным возможностям радиально-

упорные подшипники с небольшим углом контакта (12°) не уступают радиальным однорядным шарикоподшипникам. С ростом α осевая грузоподъемность растет, а предельная частота вращения и допустимая радиальная нагрузка уменьшаются. Планируется переход на выпуск подшипников с углами контакта $\alpha = 15^\circ$, $\alpha = 25^\circ$ и $\alpha = 40^\circ$.

Подшипники предназначены для восприятия *радиальной* и *осевой* силы *только одного направления*; работать под действием только радиальной силы без осевой не могут.

Для восприятия осевых сил любого направления и двусторонней фиксации вала эти подшипники устанавливаются на валу *попарно*. При сборке узла подшипники необходимо регулировать для получения минимального зазора между шариками и желобами колец при установившемся тепловом режиме.

Чем меньше угол контакта, тем больше *радиальная*, но меньше *осевая жесткость* и *грузоподъемность* подшипников. С ростом угла контакта снижается предельно допускаемая частота вращения вращающегося кольца вследствие влияния гироскопического эффекта.

Радиально-упорные подшипники отличаются от радиальных большим числом шариков, которое удается разместить в подшипнике вследствие наличия скоса на кольце, поэтому их жесткость и грузоподъемность выше.

Радиально-упорные подшипники с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ допускают раздельный монтаж наружного и внутреннего (с шариками) колец подшипников, так как в этом варианте наружное кольцо является съемным.

Другие конструктивные исполнения:

Неразъемные радиально-упорные подшипники *со скосом на внутреннем кольце* (обозначение 36000K, рис. 6.2.3, б), сепараторы которых центрируются по бортикам *наружных* колец.

При такой конструкции улучшается смазывание мест трения сепаратора о кольцо, сепаратор в процессе работы самобалансируется, снижается барботаж масла, что позволяет использовать такие подшипники в опорах с *повышенной частотой вращения*.

Чашечные подшипники (обозначение 56000, рис. 6.2.3, в), широко применяются в приборостроении. Эти подшипники выпускают с наружным диаметром от 1 мм.

6.4.5. Тип 7 – роликовый конический подшипник

Роликовые радиально-упорные конические подшипники основного конструктивного исполнения повышенной грузоподъемности с нормальным углом контакта от 10° до 16° (обозначение 7000, рис. 6.2.6, а)

предназначены для восприятия радиальной и осевой силы только одного направления.

Отличаются от шариковых радиально-упорных подшипников большей грузоподъемностью, меньшей предельной частотой вращения, меньшей достижимой точностью вращения вала.

В узлах с роликовыми коническими подшипниками должна быть предусмотрена возможность регулирования осевого зазора подшипников. Допускают отдельный монтаж наружного кольца и внутреннего кольца с комплектом роликов.

Другие конструктивные исполнения:

с большим углом контакта (обозначение 27000А, $\alpha > 20^\circ$); способны воспринимать значительные осевые силы;

с упорным бортом на наружном кольце (обозначение 67000, рис. 6.2.6, б); наличие борта на наружном кольце позволяет выполнять сквозную обработку отверстий корпуса под установку наружных колец подшипников;

— двухрядные с внутренним дистанционным кольцом (обозначение 97000А, рис. 6.2.6, в).

Однорядные конические подшипники необходимо регулировать при сборке, двухрядные регулировать не требуется.

Однорядные подшипники для фиксации вала должны устанавливаться парно, двухрядные подшипники фиксируют положение вала относительно корпуса в осевом направлении в обе стороны.

Конические подшипники требуют строгой соосности посадочных поверхностей вала и корпуса.

6.4.6. Тип 8 – шариковый упорный подшипник

Основное конструктивное исполнение упорного подшипника – *однорядный* подшипник (обозначение 8000, рис. 6.2.7, а). Предназначен для восприятия только осевой силы одного направления. Подшипники лучше работают на вертикальных валах. Очень чувствительны к точности монтажа. Вследствие повышенного гироскопического эффекта применяют при значительно меньших, чем другие шарикоподшипники, частотах вращения.

Двойной упорный подшипник с тремя кольцами (обозначение 38000, рис. 6.2.7, б); применяют для восприятия осевых сил в обоих направлениях.

6.5. Подшипники качения специального назначения

С целью уменьшения габаритов подшипниковых узлов в приборах применяют *насыпные* и *малогабаритные* подшипники.

В *насыпных* подшипниках шарики закладывают в расточенные гнезда (рис. 6.5.1, 6.5.2) или в чашки (рис. 6.5.3).

Насыпные подшипники имеют разнообразные конструкции и размеры и их можно применять не только в приборных конструкциях. Например, насыпные подшипники используют в опорах поворотных частей механизмов больших размеров. Насыпные подшипники, позволяя получать минимальные габариты опор, могут воспринимать комбинированные нагрузки при сравнительно малых потерях на трение. Однако они требуют весьма точного изготовления и высокой твердости рабочих поверхностей контактирующих поверхностей. По сравнению со стандартными подшипниками их нагрузочная способность меньше.

Подшипники *чашечного типа* (рис. 6.5.4, 6.5.5) могут заменять опоры на кернах и центрах.

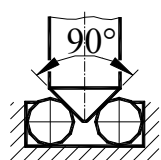


Рис. 6.5.1

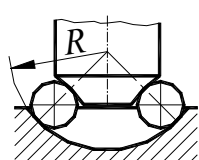


Рис. 6.5.2

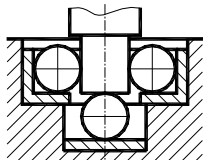


Рис. 6.5.3

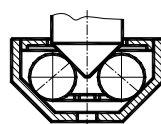


Рис. 6.5.4

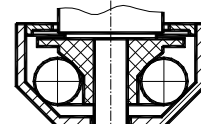


Рис. 6.5.5

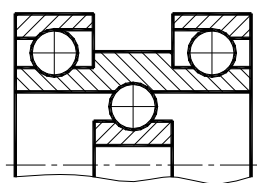


Рис. 6.5.6

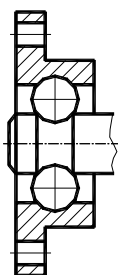


Рис. 6.5.7

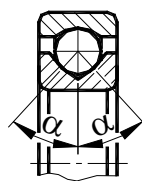


Рис. 6.5.8

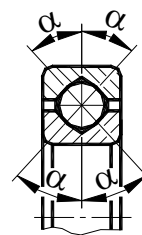


Рис. 6.5.9

В приборах применяют также *специальные* шариковые подшипники, к которым относятся подшипники с *разновращающимися* кольцами (рис. 6.5.6), без *внутреннего* кольца (рис. 6.5.7), с *трехточечным* (рис. 6.5.8) и *четырёхточечным* контактом (рис. 6.5.9) и др.

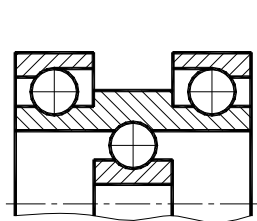


Рис. 6.5.6

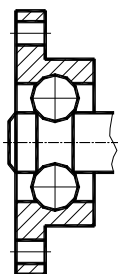


Рис. 6.5.7

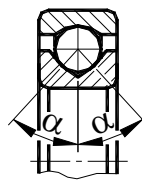


Рис. 6.5.8

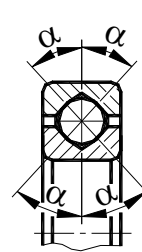


Рис. 6.5.9

Специальные подшипники, кроме уменьшения трения, обеспечивают точное центрирование валов и компенсацию значительных тепловых де-

формаций, хорошую фиксацию в радиальном и осевом направлениях подвижной системы приборов.

Распространенные формы *цанф* приборных осей для сопряжения с малогабаритными и насыпными подшипниками качения показаны на рис. 6.5.1–6.5.5.

6.6. Материалы деталей подшипников качения

Кольца и тела качения стандартных подшипников качения изготавливают из специальных шарикоподшипниковых сталей ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 18ГТ, 20Х2Н4А.

Сепараторы изготавливают в большинстве случаев из мягкой углеродистой стали марок 08кп, 10кп. Сепараторы высокоскоростных подшипников выполняют из текстолита, фторопласта, латуни бронзы. Материалы перечислены в порядке увеличения быстроходности подшипника.

Тела качения и кольца подвергают закалке до (63–67) HRC_3 и обрабатывают по высоким классам шероховатости (до 11-го).

6.7. Зазоры в подшипниках качения

Под *радиальным* или *осевым зазором* подразумевают полное, соответственно, радиальное или осевое перемещение в обоих направлениях одного кольца относительно другого.

Оптимальные значения радиальных и осевых зазоров для данных условий эксплуатации подшипника позволяют обеспечить рациональное распределение нагрузки между телами качения, необходимое смещение вала и корпуса в радиальном и осевом направлениях, улучшить и повысить стабильность виброакустических характеристик, снизить потери на трение.

Условные обозначения групп зазоров и числовые значения радиального и осевого зазоров в состоянии поставки для подшипников качения устанавливаются стандартом.

Посадочный зазор всегда меньше *начального* в связи с деформациями колец в радиальном направлении после установки подшипника на рабочее место.

При работе подшипникового узла и установившемся температурном режиме образуется *рабочий зазор*, который может быть больше или меньше посадочного в зависимости от схемы установки подшипников, воспринимаемой нагрузки и перепада температур вала и корпуса.

Рекомендуемые размеры зазоров для подшипников качения приводятся в специальной справочной литературе.

Осевые и радиальные зазоры подшипников могут быть установлены в определенных пределах только при монтаже в узле машины. Тре-

буемый осевой зазор в упорных подшипниках устанавливают также при монтаже. В зависимости от конструкции узла регулирование осевых зазоров осуществляют *смещением* наружного или внутреннего кольца подшипника. Оптимальное значение зазоров устанавливают экспериментально для каждого конкретного узла. Если подшипники собраны с *большим зазором*, то всю нагрузку воспринимает только один или два шарика или ролика. Условия работы подшипников при таких больших зазорах неблагоприятны, и поэтому такие зазоры недопустимы.

Уменьшение зазоров приводит к более равномерному распределению нагрузки между телами качения, снижает вибрации, повышает жесткость опоры. Наличие некоторых осевых зазоров положительно сказывается на снижении момента сопротивления вращению.

Обычные радиально-упорные подшипники регулируют так, чтобы *осевой зазор* при установившемся температурном режиме был бы *близок к нулю*. В этом случае под действием радиальной нагрузки находятся около половины тел качения.

6.8. Основные схемы установки подшипников качения

Конструкция подшипниковых узлов должна обеспечивать следующее:

— возможность теплового расширения (удлинения) вала без нарушения нормальной работы подшипников, то есть без нагружения их дополнительными осевыми нагрузками;

— необходимые условия для работы подшипника, то есть смазку и предохранение от пыли и грязи;

— удобство монтажа и демонтажа подшипников;

— при установке подшипников на вал и в корпус осевая сила должна передаваться непосредственно на то кольцо, которое напрессовывается или снимается. Эта сила не должна передаваться через тела качения (шарики или ролики);

— фиксацию положения вала в осевом направлении, за исключением передач с *шевронными* колесами (в последнем случае один из валов, на которые смонтированы шестерня и колесо шевронной передачи, должен быть установлен на *двух плавающих опорах* – осевая фиксация осуществляется не в опорах, а зубьями сопряженных шестерни и колеса шевронной передачи).

Кроме того, все детали узла должны обладать достаточной прочностью и жесткостью.

Наибольшее распространение получили две схемы установки подшипников в корпусах.

Первая схема заключается в том, что *осевое фиксирование* вала выполняют в *одной опоре*, а другую опору делают *плавающей* (рис. 6.8.1).

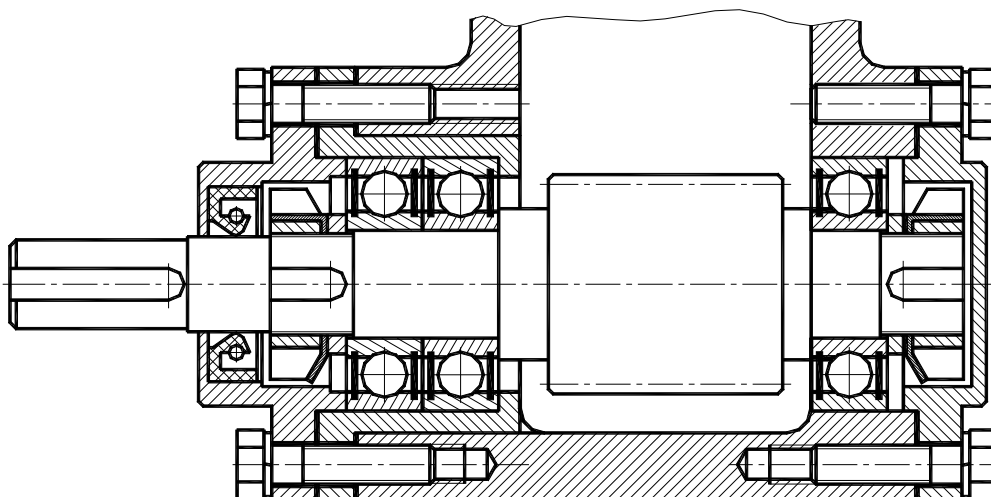


Рис. 6.8.1

Фиксирующая опора ограничивает осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях и воспринимает радиальную и осевую нагрузки.

Плавающая опора не ограничивает осевых перемещений вала и воспринимает только радиальную нагрузку. Поэтому в плавающей опоре обычно применяют *радиальные* подшипники. Такая схема установки подшипников применяют в конструкциях при сравнительно длинных валах (когда отношение расстояния между подшипниками l к диаметру цапф $d_{\text{ц}}$ достигает 12), а также при установке валов в подшипники, размещенные в разных корпусах. Жесткость вала может быть повышена установкой в фиксирующей опоре двух подшипников, за счет регулировки которых сводят к минимуму радиальное и осевое смещения вала (рис. 6.8.1).

При установке подшипников с плавающей опорой опасность защемления вала в опорах вследствие нагрева снижается. Поэтому эту схему очень часто используют в червячных редукторах, которые имеют сравнительно низкий КПД.

При температурных колебаниях плавающий подшипник перемещается в осевом направлении на величину удлинения (укорочения) вала. Так как это перемещение может происходить под нагрузкой, поверхность отверстия корпуса изнашивается. Поэтому при действии на опоры вала *только радиальных* сил в качестве плавающей выбирают *менее нагруженную* опору.

Если выходной (входной) конец вала соединяют муфтой с валом другого узла (например, с валом электродвигателя), в качестве *фиксирующей* принимают опору, ближайшую к выходному (входному) концу вала.

Вторая схема основана на осевом фиксировании вала в двух опорах – в каждой опоре в одном направлении (рис. 6.8.2, 6.8.3).

Эта схемы применима с определенными ограничениями по расстоянию между опорами, что связано с изменением зазоров в подшипниках вследствие нагрева деталей при работе. При нагреве самих подшипников зазоры в них уменьшаются; при нагреве вала его длина увеличивается.

Наиболее конструктивно проста схема установки подшипников *враспор* (рис. 6.8.2), ее широко применяют при сравнительно *коротких* валах.

Для исключения защемления вала в опорах вследствие нагрева при работе предусматривают зазор s . Значение зазора должно быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. В зависимости от конструкции узла и условий эксплуатации $s = (0,2 - 0,8)$ мм (в узлах с радиально-упорными подшипниками).

При установке *враспор* внешняя осевая нагрузка будет восприниматься либо одной, либо другой крышкой.

При установке вала по схеме, представленной на рис. 6.8.3, *вероятность защемления* подшипников вследствие температурных деформаций вала при росте температуры *исключена*, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. Расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме по рис. 6.8.2. Но превышать *отношение* расстояния между подшипниками l к диаметру цапф $d_{\text{п}}$ более 12 не рекомендуется, так как вследствие температурных деформаций

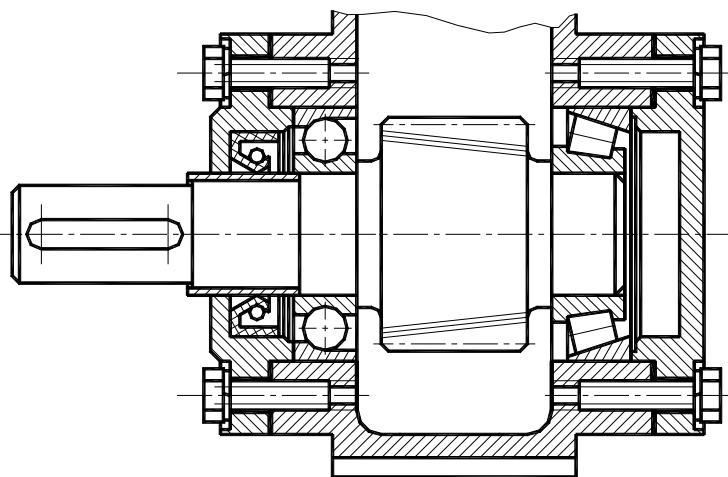


Рис. 6.8.2

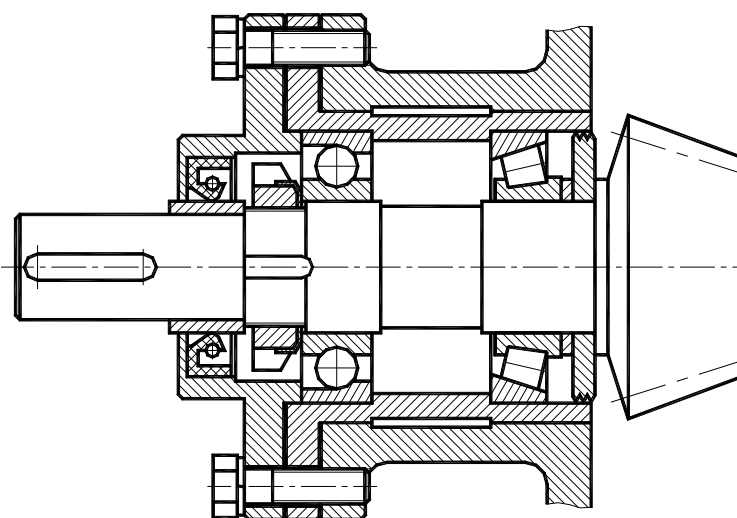


Рис. 6.8.3

вала могут появиться большие осевые зазоры, недопустимые для подшипников.

6.9. Критерии работоспособности подшипников качения

Работоспособность подшипников качения ограничивается:

— *усталостным выкрашиванием* рабочих поверхностей дорожек и тел качения (этот вид разрушения является основным критерием работоспособности);

— *пластическими деформациями* (в результате которых при $n \leq 1$ об / мин и больших нагрузках на дорожках качения могут появляться вмятины-лунки);

— *раскалыванием колец и тел качения* (раскалывание может быть вызвано неправильным монтажом подшипников, погрешностями формы и размеров посадочных поверхностей валов и корпусов, ударными и вибрационными нагрузками);

— *разрушением сепараторов* (характерно для подшипников, работающих при высоких угловых скоростях);

— *абразивным износом рабочих поверхностей* (наблюдается у подшипников, работающих в загрязненной среде при недостаточной защите от загрязнения).

6.10. Указания по подбору подшипников качения

В настоящее время в России разработаны и приняты методики расчета и выбора подшипников качения по статической и динамической грузоподъемностям, а также проверки предельной скорости вращения и наличия гидродинамического режима смазки подшипников.

6.10.1. Статическая грузоподъемность подшипников качения. Статическая эквивалентная нагрузка

6.10.1.1. Общие сведения

Методы расчета базовой статической грузоподъемности и статической эквивалентной нагрузки для подшипников качения стандартизованы.

При *статическом* нагружении повреждения подшипников проявляются в виде *смятия рабочих поверхностей*.

Приводимые в стандарте формулы и коэффициенты для расчета базовой статической расчетной грузоподъемности основаны на принятых в качестве расчетных значениях *контактных напряжений*.

Применяют следующие *термины и определения*.

Статическая нагрузка – нагрузка, действующая на подшипник, кольца которого не вращаются относительно друг друга.

Базовая статическая радиальная грузоподъемность C_{or} – статическая радиальная нагрузка, которая соответствует максимально допускаемым контактным напряжениям в центре наиболее тяжело нагруженной зоны контакта тела качения и дорожки качения подшипника.

Для однорядных *радиально-упорных* подшипников радиальная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузки, вызывающей чисто радиальное смещение подшипниковых колец относительно друг друга.

Базовая статическая осевая грузоподъемность C_{oa} – статическая центральная осевая нагрузка, которая соответствует максимально допускаемым контактным напряжениям в центре наиболее тяжело нагруженной зоны контакта тела качения и дорожки качения подшипника. равным:

Статическая эквивалентная радиальная нагрузка P_{or} – статическая радиальная нагрузка, которая должна вызвать такие же контактные напряжения в наиболее тяжело нагруженной зоне контакта тела качения и дорожки качения подшипника, как и в условиях действительного нагружения.

Статическая эквивалентная осевая нагрузка P_{oa} – статическая центральная осевая нагрузка, которая должна вызвать такие же контактные напряжения в наиболее тяжело нагруженной зоне контакта тела качения и дорожки качения подшипника, как и в условиях действительного нагружения.

Диаметр ролика (для расчета грузоподъемности) D_{we} – диаметр ролика в среднем сечении.

Длина ролика (для расчета грузоподъемности) L_{we} – наибольшая теоретическая длина контакта ролика и той дорожки качения, где контакт является самым коротким. За длину контакта принимают расстояние между теоретическими точками пересечения поверхности качения и торцами ролика, за вычетом фасок ролика, или ширину дорожки качения, за вычетом галтелей (проточек). При этом выбирают меньшее значение.

Номинальный угол контакта α – угол между радиальным направлением и прямой линией, проходящей через точки контакта тел качения и колец в осевом сечении подшипника. Для дорожки качения с прямолинейной образующей α – угол между радиальным направлением и линией, перпендикулярной к образующей дорожки качения наружного кольца.

Диаметр окружности центров тел качения D_{pw} .

6.10.1.2. Базовая статическая грузоподъемность

Шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники:

$$C_{or} = f_0 i z D_w^2 \cos \alpha, \quad (6.10.1)$$

где f_0 – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника и от принятого уровня напряжения, определяемый по графикам, приводимым в соответствующих справочниках.

i – число рядов тел качения в подшипнике;

z – число шариков, воспринимающих нагрузку в одном направлении;

D_w – диаметр шарика, мм.

Роликовые радиальные и радиально-упорные подшипники:

$$C_{or} = 44 \left(1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} \right) i z L_{we} D_{we} \cos \alpha, \quad (6.10.2)$$

где D_{we} – диаметр ролика, мм;

L_{we} – длина ролика, мм;

z – число роликов, воспринимающих нагрузку в одном направлении.

Базовая статическая *радиальная* грузоподъемность двух и более одинаковых *однорядных шариковых* и *роликовых радиальных* и *радиально-упорных* подшипников, установленных рядом на одном валу при их последовательном расположении в случае равномерного распределения между ними нагрузки равна номинальной грузоподъемности одного однорядного подшипника, умноженной на число подшипников.

6.10.1.3. Статическая эквивалентная нагрузка

Статическая эквивалентная *радиальная* нагрузка для *шариковых радиальных* и *радиально-упорных*, *роликовых радиально-упорных* ($\alpha \neq 0^\circ$) подшипников равна большему из двух значений, рассчитанных по формулам:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (6.10.3)$$

$$P_{0r} = F_r, \quad (6.10.4)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник;

F_a – осевая нагрузка на подшипник;

X_0 – коэффициент статической радиальной нагрузки;

Y_0 – коэффициент статической осевой нагрузки;

Значения коэффициентов X_0 и Y_0 определяются по справочным таблицам в зависимости от типа подшипника.

Для *роликовых радиальных* подшипников ($\alpha = 0^\circ$), которые воспринимают только радиальную нагрузку:

$$P_{0r} = F_r. \quad (6.10.5)$$

При расчете статической эквивалентной радиальной нагрузки для двух одинаковых *однорядных радиальных шариковых* и *радиально-упорных шариковых* и *роликовых* подшипников, установленных рядом на одном валу при расположении широкими или узкими торцами друг к другу и образующих общий подшипниковый узел, используют значения X_0 и Y_0 для *двухрядных* подшипников, а значения F_r и F_a принимают в качестве *общей* нагрузки, действующей на *весь комплект*.

При расчете статической эквивалентной радиальной нагрузки для двух и более одинаковых *однорядных шариковых радиальных*, *шариковых* и *роликовых радиально-упорных* подшипников, установленных последовательно на одном валу, используют значения X_0 и Y_0 для *однорядных* подшипников, а значения F_r и F_a принимают в качестве *общей* нагрузки, действующей на *весь комплект*.

6.11. Динамическая грузоподъемность подшипников качения. Динамическая эквивалентная нагрузка

6.11.1. Общие сведения

Методы вычисления *базовой динамической расчетной грузоподъемности* и *расчетного ресурса* подшипников качения стандартизованы.

Разрушение вращающегося под нагрузкой подшипника качения происходит вследствие *усталостных* процессов в металле колец и тел качения.

Применяют следующие *термины* и *определения*.

Расчетный ресурс – основной показатель правильности выбора подшипника.

Ресурс – число оборотов, которое одно из колец подшипника (или кольца упорного двойного подшипника) делает относительно другого кольца до появления первых признаков усталости металла одного из колец или тел качения.

Надежность – вероятность того, что данный подшипник достигнет или превысит расчетный ресурс.

Базовый расчетный ресурс L_{10} , миллионов оборотов, – ресурс, соответствующие 90%-й надежности для подшипника, изготовленного из обычного материала с применением обычных технологии и условий эксплуатации.

Базовая динамическая радиальная расчетная грузоподъемность C_r , – постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник теоретически может воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов. Для *радиально-упорных однорядных* подшипников радиальная расчетная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузки, которая вызывает чисто радиальное смещение подшипниковых колец относительно друг друга.

Базовая динамическая осевая расчетная грузоподъемность C_a , – постоянная центральная осевая нагрузка, которую подшипник теоретически может воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов.

Динамическая эквивалентная радиальная нагрузка P_r , – постоянная радиальная нагрузка, под воздействием которой подшипник будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения.

Динамическая эквивалентная осевая нагрузка P_a , – постоянная центральная осевая нагрузка, под воздействием которой подшипник будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения.

Диаметр ролика D_{we} , – диаметр среднего сечения ролика.

Длина ролика L_{we} , – теоретическая длина контакта ролика и дорожки качения.

Номинальный угол контакта α , – угол в осевом сечении подшипника между радиальным направлением и прямой линией, проходящей через точки контакта тела качения с дорожками качения колец.

Для дорожки качения с *прямолинейной* образующей α – угол между радиальным направлением и линией, перпендикулярной к образующей дорожки качения наружного кольца.

Диаметр окружности центров набора шариков (роликов) D_{pw} , – диаметр окружности, проходящей через центры тел качения в одном ряду подшипника.

Нормальные условия эксплуатации – условия, которые являются оптимальными для подшипника (подшипник правильно установлен, смазан, защищен от проникания инородных тел; нагрузка соответствует типоразмеру подшипника; подшипник не подвергается чрезмерным изменениям температуры и частоты вращения).

6.11.2. Базовая динамическая расчетная грузоподъемность

Шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники:
при $D_w \leq 25,4$ мм:

$$C_r = 1,3 f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{0,67} D_w^{1,8}, \quad (6.11.1)$$

при $D_w > 25,4$ мм:

$$C_r = 3,647 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{0,67} D_w^{1,4}. \quad (6.11.2)$$

В формулах (6.11.1) и (6.11.2):

i – число рядов тел качения в подшипнике;

f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника и от принятого уровня напряжения; его значения можно определять по графикам, приведенным в соответствующей справочной литературе;

D_w – диаметр шарика, мм;

z – число тел качения в однорядном подшипнике; число тел качения в одном ряду многорядного подшипника при одинаковом числе их в каждом ряду.

Роликовые радиальные и радиально-упорные подшипники:

$$C_r = b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha)^{0,78} z^{0,75} D_{we}^{1,074}, \quad (6.11.3)$$

где $b_m = 1,0$ для *игольчатых* подшипников со *штампованным* наружным кольцом;

$b_m = 1,1$ для *роликовых цилиндрических, конических и игольчатых* с кольцами, подвергнутыми обработке *резанием*;

$b_m = 1,15$ для *роликовых сферических*;

f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника и от принятого уровня напряжения; его значения можно определять по графикам, приведенным в соответствующей справочной литературе.

При расчете базовой динамической радиальной грузоподъемности для *двух* одинаковых *шариковых радиальных однорядных* подшипников, установленных рядом на одном и том же валу, эту пару подшипников рассматривают как *один двухрядный радиальный* подшипник.

При расчете базовой динамической радиальной грузоподъемности для *двух* одинаковых *шариковых и роликовых радиально-упорных однорядных* подшипников, смонтированных рядом на одном и том же валу (парный монтаж) по схеме «широкий торец к широкому» или «узкий торец к узкому» так, что они работают как один узел, эту пару рассматривают как *один двухрядный радиально-упорный* подшипник.

Базовую динамическую радиальную грузоподъемность для *двух* или более одинаковых *шариковых и роликовых радиально-упорных однорядных* подшипников, точно изготовленных и смонтированных последовательно рядом на одном и том же валу так, что они работают как один узел, определяют умножением числа подшипников в степени 0,7

(для шариковых) или $7/9$ (для роликовых) на базовую динамическую грузоподъемность одного подшипника.

6.11.3. Динамическая эквивалентная нагрузка

Для шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников при постоянных радиальной и осевой нагрузках:

$$P_r = XF_r + YF_a, \quad (6.11.4)$$

для роликовых радиальных подшипников с углом $\alpha = 0^\circ$ при радиальной нагрузке:

$$P_r = F_r. \quad (6.11.5)$$

В формулах (6.11.4) и (6.11.5):

F_r – радиальная нагрузка на подшипник или радиальная составляющая фактической нагрузки, действующей на подшипник;

F_a – осевая нагрузка на подшипник или осевая составляющая фактической нагрузки, действующей на подшипник.

Значения коэффициентов X динамической радиальной нагрузки и Y динамической осевой нагрузки в зависимости от типа подшипника можно определять по таблицам, приведенным в соответствующей справочной литературе

При расчете динамической эквивалентной радиальной нагрузки для двух одинаковых шариковых роликовых радиально-упорных однорядных подшипников, смонтированных рядом на одном и том же валу (*парный монтаж*) по схеме «широкий торец к широкому» или «узкий торец к узкому» так, что они работают как один узел, их рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник, используя значения X и Y для двухрядных подшипников.

При расчете динамической эквивалентной радиальной нагрузки для двух или более одинаковых однорядных шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников, смонтированных последовательно рядом на одном и том же валу так, что они работают как один узел, используют значения X и Y для однорядного подшипника.

6.12. Расчетный ресурс подшипника

Расчетным показателем долговечности подшипника служит базовый ресурс L_{10} , соответствующий 90%-й надежности (отсюда в обозначении индекс 10, равный разности 100-90).

Базовый расчетный ресурс L_{10} в миллионах оборотов определяют при 90%-ной надежности:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k, \quad (6.12.1)$$

где C – базовая динамическая грузоподъемность подшипника (радиальная C_r или осевая C_a);

P – эквивалентная динамическая нагрузка (радиальная P_r или осевая P_a);

k – показатель степени, равный 3 для шариковых подшипников и равный 3,33 для роликовых подшипников.

Формула расчета ресурса справедлива, если P_r (или P_a), а при переменных нагрузках $P_{r\max}$ (или $P_{a\max}$), не превышает $0,5C_r$ (или $0,5C_a$).

По приведенной выше формуле вычисляют базовый расчетный ресурс L_{10} для подшипников, изготовленных из обычных подшипниковых сталей и эксплуатируемых при нормальных условиях.

6.13. Выбор и расчет подшипников качения

6.13.1. Силы, нагружающие подшипники

6.13.1.1. Радиальные реакции

Вал на подшипниках, установленных по одному в опоре, условно рассматривают как балку на шарнирно-подвижных опорах или как балку с одной шарнирно-подвижной и одной шарнирно-неподвижной опорой.

Радиальную реакцию F_r подшипника считают приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормалей, проведенных через середины контактных площадок.

Для радиальных подшипников точка приложения реакции расположена на *середине ширины* подшипника.

Для радиально-упорных подшипников расстояние a между точкой приложения реакции и торцом подшипника может быть определено графически (рис. 6.13.1) или аналитически:

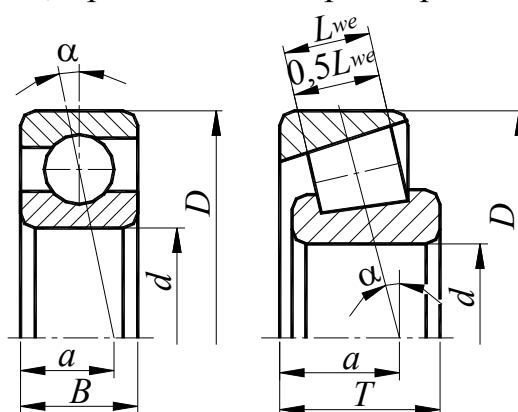


Рис. 6.13.1

подшипники шариковые радиально-упорные однорядные:

$$a = 0,5 \left[B + 0,5(d + D) \operatorname{tg} \alpha \right], \quad (6.13.1)$$

подшипники роликовые конические однорядные:

$$a = 0,5 \left[T + \frac{e(d + D)}{3} \right]. \quad (6.13.2)$$

Ширину кольца B , монтажную высоту T , коэффициент осевого нагружения e , угол контакта α , а также диаметры d и D принимают по каталогу подшипников.

Реакции опор определяют из уравнений равновесия. Методика определения *реакций* в опорах приведена в разделах 2.6 и 5.4.4.1.2.

В ряде случаев направление вращения может быть переменным или неопределенным, причем изменение направления вращения может привести к изменению не только направления, но и значений реакций опор. В таких случаях при определении реакций рассматривают наиболее неблагоприятный вариант.

6.13.1.2. Осевые реакции

При установке вала на двух *радиальных шариковых* или *радиально-упорных* подшипниках *нерегулируемых* типов осевая сила F_a , нагружающая подшипник, равна по величине внешней осевой силе F_A , действующей на вал. Силу F_A воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы.

При определении осевых сил, нагружающих *радиально-упорные* подшипники *регулируемых* типов, следует учитывать осевые силы, возникающие под действием радиальной нагрузки F_r вследствие наклона контактных линий. Значения этих сил зависят от типа подшипника, угла контакта, значений радиальных сил, а также от того, как отрегулированы зазоры в подшипниках.

Если подшипники собраны с большим зазором, то всю нагрузку воспринимает только один или два шарика или ролика. Осевая составляющая нагрузки при передаче ее *одним* телом качения равна $F_r \operatorname{tg} \alpha$. Условия работы подшипников при таких больших зазорах неблагоприятны, и поэтому такие зазоры недопустимы.

Обычно подшипники регулируют так, чтобы осевой зазор при установленном температурном режиме был бы близок к нулю. В этом случае под действием радиальной нагрузки F_r находятся около половины тел качения, а суммарная по всем нагруженным телам качения осевая составляющая из-за наклона контактных линий равна $e'F_r$ и представляет собой минимальную осевую силу, которая должна действовать на радиально-упорный подшипник при заданной радиальной силе:

$$F_{a \min} = e'F_r \quad (6.13.2)$$

В шариковых радиально-упорных подшипниках действительный угол контакта отличается от начального и зависит от радиальной нагрузки F_r и базовой статической грузоподъемности C_{0r} . Поэтому коэффициент e' определяют по формулам:

- для подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$:

$$e' = 0,563 \left(\frac{F_r}{C_{0r}} \right)^{0,195}, \quad (6.13.3)$$

- для подшипников с углом контакта $\alpha = 15^\circ$:

$$e' = 0,579 \left(\frac{F_r}{C_{0r}} \right)^{0,136}, \quad (6.13.4)$$

- для подшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$:

$$e' = e. \quad (6.13.5)$$

Значения коэффициента e в формуле (6.18) принимают по табл. 6.6.

Для конических роликовых подшипников:

$$e' = 0,83e. \quad (6.13.6)$$

Значения коэффициента e в формуле (6.13.6) принимают по справочной таблице из соответствующего справочника.

Под действием силы $F_{a \min}$ наружное кольцо подшипника поджато к крышке корпуса. При отсутствии упора кольца в крышку оно будет отжато в осевом направлении, что приведет к нарушению нормальной работы подшипника. Для обеспечения нормальных условий работы осевая сила, нагружающая подшипник, должна быть не меньше минимальной:

$$F_a \geq F_{a \min}. \quad (6.13.7)$$

Это условие должно быть выполнено для каждой опоры.

Если $F_a \geq F_{a \min}$, то более половины тел качения подшипника находятся под нагрузкой. Жесткость опоры с ростом осевой нагрузки увеличивается, поэтому в некоторых опорах, например в опорах шпинделей станков, применяют сборку с *предварительным натягом*.

Для нормальной работы радиально-упорных подшипников необходимо, чтобы в каждой опоре осевая сила, нагружающая подшипник, была бы не меньше минимальной:

$$F_{a1} \geq F_{a1 \min}. \quad (6.13.8)$$

$$F_{a2} \geq F_{a2 \min}. \quad (6.13.9)$$

Кроме того, должно быть выполнено условие равновесия вала – равенство нулю суммы всех осевых сил, действующих на вал. Например, для схемы по рис. 6.13.2:

$$F_A + F_{a1} - F_{a2} = 0. \quad (6.13.10)$$

Рассмотрим *пример* нахождения осевых реакций в опорах.

В представленной на рис. 6.13.2 расчетной схеме приняты обозначения:

F_A и F_R – внешние осевая и радиальная нагрузки, действующие на вал;

F_{r1} и F_{r2} — радиальные реакции опор;

F_{a1} и F_{a2} – осевые реакции опор.

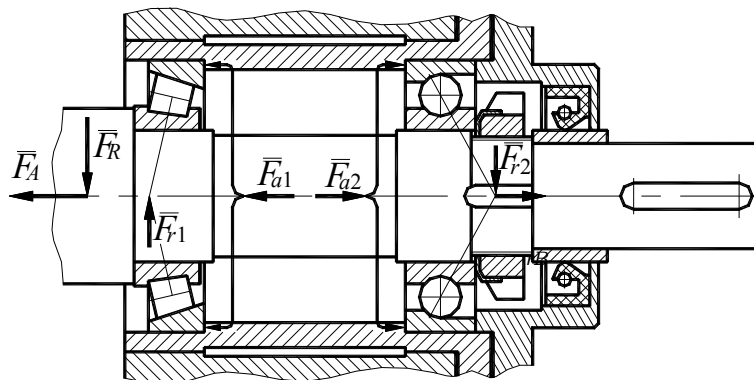


Рис. 6.13.2

Решение по определению осевых реакций в опорах может быть найдено при совместном удовлетворении трех условий:

- из условия (6.13.7) в каждой опоре с учетом (6.13.2) следует:

$$F_{a1} \geq e' F_{r1};$$

$$F_{a2} \geq e' F_{r2};$$

- из условия равновесия вала под действием осевых сил следует:

$$F_A + F_{a1} - F_{a2} = 0.$$

Для нахождения решения применяют *метод попыток*, предварительно принимая осевую силу в одной из опор равной минимальной.

1. Пусть, например,

$$F_{a1} = e' F_{r1}.$$

Тогда из условия равновесия вала получим:

$$F_{a2} = F_A + F_{a1} = F_A + e' F_{r1}.$$

Проверяем выполнение условия $F_{a2} \geq F_{a_{\min}}$ для второй опоры.

Если при этом выполняется условие $F_{a2} \geq e' F_{r2}$, то осевые силы найдены правильно.

Если $F_{a2} < e' F_{r2}$, что недопустимо, то нужно предпринять вторую попытку.

2. Следует принять:

$$F_{a2} = e' F_{r2}.$$

Тогда из условия равновесия вала получим:

$$F_{a1} = F_{a2} - F_A = e'F_{r2} - F_A.$$

При этом условии $F_{a1} \geq e'F_{r1}$ будет обязательно выполнено.

6.13.2. Подбор подшипников

Основной критерий работоспособности и порядок подбора подшипников зависит от значения частоты вращения кольца.

Подшипники выбирают по *статической* грузоподъемности, если они воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или при медленном вращении ($n \leq 10$ об/мин).

Подшипники, работающие при $n > 10$ об/мин, выбирают по *динамической* грузоподъемности, рассчитывая их ресурс при требуемой надежности.

Подшипники, работающие при частоте вращения $n > 10$ об/мин и резко переменной нагрузке, также следует проверять на *статическую* грузоподъемность.

Предварительно назначают тип и схему установки подшипников.

Подбор подшипников выполняют для обеих опор вала.

В некоторых изделиях, например в редукторах, для обеих опор рекомендуется применять подшипники одного типа и одного размера. В этом случае подбор выполняют по наиболее нагруженной опоре.

Иногда из соотношения радиальных и осевых сил нельзя заранее с уверенностью определить, какая опора более нагружена. Тогда расчет ведут параллельно для обеих опор до получения значений эквивалентных нагрузок, по которым и определяют более нагруженную опору.

6.13.2.1. Расчет подшипников на статическую грузоподъемность

Значения базовой статической грузоподъемности для каждого подшипника, определенные по формулам (6.10.1), (6.10.2), приведены в каталогах подшипников.

При расчете на статическую грузоподъемность проверяют, не будет ли статическая эквивалентная нагрузка на подшипник превосходить статическую грузоподъемность, указанную в каталоге:

$$P_{0r} \leq C_{0r}. \quad (6.13.11)$$

При повышенных требованиях к плавности хода, шумности и к стабильности момента трения рекомендуется уменьшить допускаемую статическую эквивалентную нагрузку P_{0r} до $\frac{C_{0r}}{S_0}$. Коэффициент безопасности S_0 для упорных подшипников крановых крюков и подвесов равен 1,5;

для приборных прецизионных поворотных устройств $S_0 = 2$; для ответственных тяжело нагруженных опор и поворотных кругов $S_0 = 4$.

6.13.2.2. Расчет подшипников на заданный ресурс

Исходные данные:

- F_{r1}, F_{r2} – радиальные нагрузки (радиальные реакции) опор двухопорного вала;
- F_A – внешняя осевая сила, действующая на вал;
- n – частота вращения кольца (как правило, частота вращения вала);
- d – диаметр посадочной поверхности вала, который берут из компоновочной схемы;
- L'_{sa}, L'_{sah} – требуемый ресурс при необходимой вероятности безотказной работы подшипника соответственно в млн. об. или в часах;
- режим нагружения;
- условия эксплуатации подшипникового узла (возможная перегрузка, рабочая температура и др.).

Условия работы подшипников весьма разнообразны и могут различаться по величине кратковременных перегрузок, рабочей температуре, вращению внутреннего или наружного кольца и др. Влияние этих факторов на работоспособность подшипников учитывают введением в расчет эквивалентной динамической нагрузки (формулы (6.9), (6.10)) и дополнительных коэффициентов.

Подбор подшипников качения следует выполнять в такой последовательности.

1. Предварительно назначают тип и схему установки подшипников.
2. Для назначенного подшипника определяют следующие данные:
 - для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ – значения базовых динамической C_r и статической C_{0r} радиальных грузоподъемностей (по каталогу подшипников);
 - для шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ – значение C_r (по каталогу подшипников), по справочной таблице – значения коэффициентов нагрузок X и Y , коэффициента осевого нагружения e ;
 - для конических роликовых – значение C_r (по каталогу подшипников) и по справочной таблице определяют значения коэффициентов нагрузок X и Y , коэффициента осевого нагружения e .

3. Из условия равновесия вала и условия ограничения минимального уровня осевых нагрузок на *радиально-упорные* подшипники определяют осевые силы F_{a1} и F_{a2} .

4. Для подшипников *шариковых радиальных*, а также *шариковых радиально-упорных* с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ по справочной таблице в соответствии с имеющейся информацией находят значения X , Y и e в зависимости от $\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$ или $\frac{F_a}{izD_w^2}$.

5. Сравнивают отношение $\frac{F_a}{VF_r}$ с коэффициентом e и окончательно принимают значения коэффициентов X и Y .

При $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ принимают $X=1$, $Y=0$.

При $\frac{F_a}{VF_r} > e$ для подшипников *шариковых радиальных* и *радиально-упорных* окончательно принимают определенные ранее (в п. 2 и 4) значения коэффициентов X и Y .

Здесь V – коэффициент вращения кольца:

$V=1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки;

$V=1,2$ при вращении наружного кольца.

6. Вычисляют эквивалентную *радиальную* динамическую нагрузку: для *шариковых радиальных* и *шариковых* или *роликовых радиально-упорных* подшипников:

$$P_r = (VXF_r + YF_a) K_T K_B, \quad (6.13.12)$$

для *роликовых радиальных* подшипников:

$$P_r = VF_r K_T K_B. \quad (6.13.13)$$

Значение температурного коэффициента K_T и коэффициента безопасности K_B определяют по соответствующим справочным таблицам.

Для подшипников, работающих при переменных режимах нагружения, задаваемых циклограммой нагрузок и соответствующими этим нагрузкам частотами вращения (рис. 6.30) следует вычислять эквивалентную динамическую нагрузку при переменном режиме нагружения:

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L_1 + L_2 + \dots + L_n}}, \quad (6.13.14)$$

где P_i и L_i – постоянная эквивалентная нагрузка (радиальная или осевая) на i -м режиме и продолжительность ее действия в млн. об.

Если L_i задана в часах (L_{hi}), то ее пересчитывают на млн. об. с учетом частоты вращения n_i , об/мин:

$$L_i = \frac{60n_i L_{hi}}{10^6}. \quad (6.13.15)$$

Если нагрузка на подшипник изменяется по линейному закону от P_{\min} до P_{\max} , то эквивалентная динамическая нагрузка равна:

$$P_E = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3} \quad (6.13.16)$$

7. Определяют скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс подшипника, ч:

$$L_{sah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n}, \quad (6.13.17)$$

где C_r – базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника;

P_r – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка (при переменном режиме нагружения P_{Er});

k – показатель степени:

$k = 3$ для шариковых подшипников,

$k = 3,3$ – для роликовых подшипников;

n – частота вращения кольца;

a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от необходимой надежности;

a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс особых свойств подшипника и условий его эксплуатации.

8. Оценивают пригодность намеченного размера подшипника.

Подшипник пригоден, если выполняется условие:

$$L_{sah} \geq L'_{sah}, \quad (6.13.18)$$

где L_{sah} – расчетный ресурс подшипника;

L'_{sah} – требуемый ресурс подшипника.

В некоторых случаях в одной опоре устанавливают два одинаковых радиальных или радиально-упорных однорядных подшипника, образующих один подшипниковый узел. При этом пару подшипников рассматривают как один двухрядный подшипник.

При определении ресурса по формуле (6.33) вместо C_r подставляют базовую динамическую радиальную грузоподъемность $C_{r\text{сум}}$ комплекта из двух подшипников:

для шарикоподшипников:

$$C_{r\text{ сум}} = 1,625C_r, \quad (6.13.19)$$

для роликоподшипников:

$$C_{r\text{ сум}} = 1,714C_r. \quad (6.13.20)$$

Базовая статическая радиальная грузоподъемность такого комплекта $C_{0r\text{ сум}}$ равна удвоенной номинальной грузоподъемности одного однорядного подшипника C_{0r} :

$$C_{0r\text{ сум}} = 2C_{0r}. \quad (6.13.21)$$

При определении эквивалентной нагрузки P_r значения коэффициентов X и Y принимают как для двухрядных подшипников: для шарикоподшипников по табл. 6.5-6.8; для роликоподшипников – по табл. 6.8.

6.14. Смазка и уплотнения опор на подшипниках качения

6.14.1. Общие сведения

Смазка подшипников уменьшает трение, износ и нагрев рабочих поверхностей; обеспечивает отвод теплоты; предохраняет поверхности трения от загрязнения и коррозии; повышает плавность вращения валов и осей; уменьшает шум и в некоторой степени компенсирует колебания нагрузок.

Смазочные материалы разделяют на три вида:

— *жидкие* минеральные смазки, которые изготавливают из нефтяных и синтетических масел;

— *эластичные* смазки (*консистентные* пасты), получаемые сгущением жидких масел;

К основным свойствам, характеризующим *качество смазочных веществ*, относятся:

— *вязкость* или *внутреннее трение* масла (жидкости) – способность масла сопротивляться сдвигу смежных слоев при их относительном смещении; вязкость масел существенно падает с увеличением температуры;

— *маслянистость*, или *активность* смазки – способность масла образовывать на смазываемых поверхностях прочные (адсорбированные) пленки; маслянистость является основной характеристикой при работе опор в условиях граничного или полужидкостного трения;

— *пентрация* – характеризует густоту или консистентность масел и, в частности, способность покачиваться через систему подачи.

К важным характеристикам *масел* относятся также температура вспышки и застывания, а *масел* – температура разжижения.

Жидкие смазки по сравнению с консистентными смазками имеют следующие преимущества: меньший коэффициент трения и большую стабильность свойств; способны проникать в узкие зазоры, обеспечивают лучший отвод теплоты и удаление продуктов износа; допускают смену смазки без разборки опор. Однако жидкие смазки требуют более сложных уплотнений и регулярного наблюдения за подачей.

Консистентные смазки эффективны при невысоких скоростях, больших давлениях и рабочей температуре опор до 120°C, а также при переменном режиме работы и длительных перерывах в работе. Они лучше предохраняют опоры от коррозии.

С помощью присадок получают *составные (компаундированные)* смазки, которые имеют высокую маслянистость и способны работать при большом перепаде температур.

При выборе смазки необходимо учитывать условия работы пар трения, характер и величину нагрузок, величину скорости, температурный режим, специфические требования.

Маловязкие масла применяют при низких температурах и высоких скоростях, и наоборот, чем больше нагрузка и выше температура, тем большую вязкость должно иметь масло.

6.14.2. Смазка подшипников качения

Преимущественно используют следующие способы смазки подшипников качения.

Картерная смазка.

При этом способе жидкая смазка осуществляется разбрызгиванием или масляным туманом, то есть подшипники смазывают тем же маслом, которым смазываются детали передач. Гнезда подшипников не изолируются от внутренних полостей коробок скоростей и редукторов. Если зубчатые колеса или специальные разбрызгиватели (рис. 6.14.1), окунающиеся в масло, имеют достаточные окружные скорости, то брызги и капли масла заполняют внутреннюю полость корпуса, проникают к подшипникам, смазывают и охлаждают их.

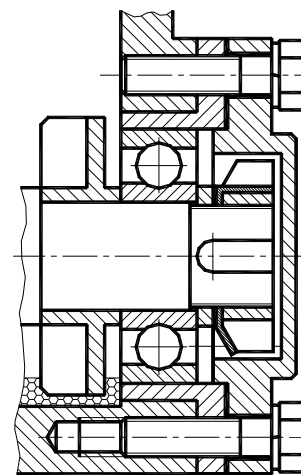


Рис. 6.14.1

Смазка окунанием.

Применяют для смазки подшипников горизонтальных валов жидкой смазкой. При малых скоростях подшипники погружают в масляную ванну до центра нижнего тела качения, а при больших скоростях нижнее тело качения должно лишь слегка касаться масла.

Циркуляционная смазка.

Циркуляционную жидкую смазку самотеком или под давлением рекомендуют применять для подшипников вертикальных и высокоскоростных валов, а так же при малых частотах вращения валов.

При циркуляционной смазке масло от насоса через очищающий фильтр и ниппель подается в распределительное устройство, от которого по отдельным трубкам подводится к подшипникам. К подшипникам качения масло подводят с *внешней* стороны подшипника, чтобы оно стекало в картер через подшипник (рис. 6.14.2).

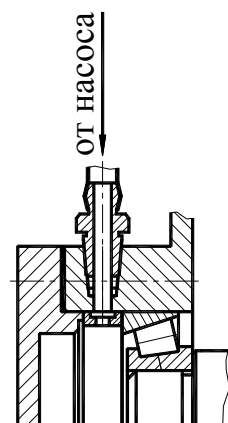


Рис. 6.14.2

Смазка пластичным смазочным материалом.

В этом случае подшипники смазывают пластичной смазкой, которой заполняют свободное пространство внутри опоры между крышкой подшипника и маслозащитным кольцом.

Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала применяют пресс-масленки (рис. 6.14.3). Масло подают под давлением специальным шприцем.

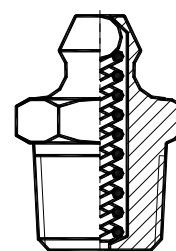


Рис. 6.14.3

Пример установки пресс-масленки приведен на рис. 6.14.4.

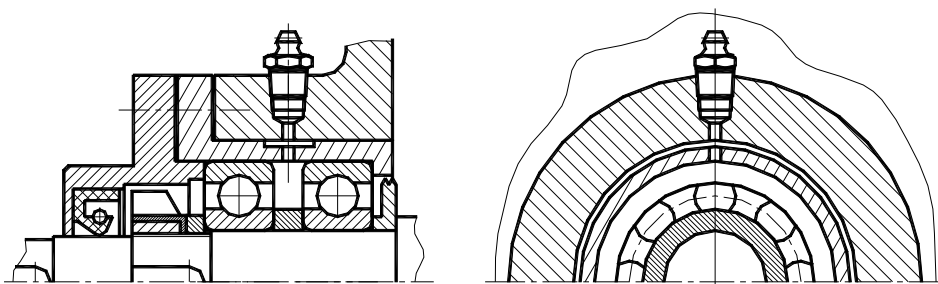


Рис. 6.14.4

Данный способ используется при малых скоростях вращения вращающегося кольца подшипника, а так же в тех случаях, когда опора вала, расположена на значительном расстоянии от уровня масляной ванны (например, верхняя опора вертикального вала).

Пластичную смазку подшипников применяют и при горизонтальном расположении валов, когда частота вращения вала относительно мала, вследствие чего затруднено образование масляного тумана.

Критерием применения данного способа смазки является условие:

$$dn \leq 3 \times 10^6 \text{ мм} \times \text{об/мин}, \quad (6.14.1)$$

где d – диаметр внутреннего кольца подшипника, мм;

n – частота вращения внутреннего кольца подшипника, об/мин.

Смазка нижних опор вертикальных валов (рис. 6.14.5).

Специфика смазки таких опор состоит в том, что необходимо исключить попадание абразивных частиц, образующихся при износе передач, в подшипник. Поэтому нижние опоры вертикальных валов обычно изолируют от масляной ванны и смазывают жидким маслом от насоса или пластичным смазочным материалом. В этом случае для исключения попадания жидкой смазки в подшипник из картера устанавливают изолирующий стакан с вертикальными стенками.

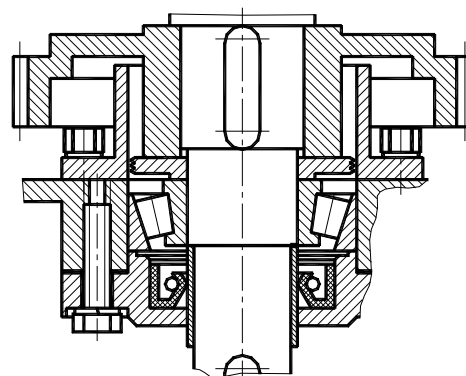


Рис. 6.14.5

Использование смазки, закладываемой в полость подшипников с защитными шайбами (рис. 6.2.2, д) или с уплотнением из маслостойкой резины или пластмассы (рис. 6.2.2, ж) при их изготовлении.

6.14.3. Уплотнения опор

Уплотнительные устройства предназначены для разделения сред, предотвращения вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты подшипниковых узлов от попадания в них извне пыли и влаги.

В машиностроении получили применение различные конструкции уплотнительных устройств, выбор которых определяется окружной скоростью цапфы вала, условиями окружающей среды (присутствием влаги, пыли, кислот, абразивных частиц) и другими факторами.

Уплотнения, применяемые в машиностроении, делятся на:

- контактные;
- щелевые;
- лабиринтные.

Из *контактных* уплотнений наибольшее распространение получили контактные *манжетные* уплотнения.

Манжета (рис. 6.14.6) состоит из корпуса 1, изготовленного из бензостойкой резины, каркаса 2, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины 3. Каркас придает корпусу манжеты жесткость. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты, вследствие чего образуется рабочая кромка, плотно охватывающая поверхность вала.

Манжеты, предназначенные для работы в засоренной среде, выполняют с дополнительной рабочей кромкой (рис. 6.14.6, б), называе-

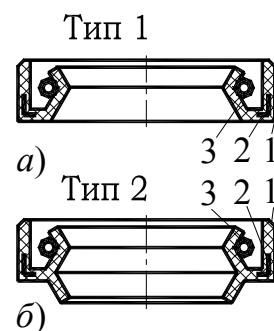


Рис. 6.14.6

мой «пыльником». Размеры манжет, материалы каркаса, определяющие рабочую среду и максимальные окружные скорости, определяются стандартами.

Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса (рис. 6.14.7). К рабочей кромке манжеты в этом случае обеспечен хороший доступ смазочного масла.

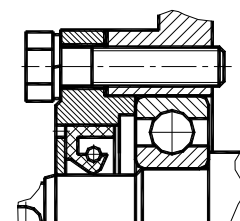


Рис. 6.14.7

При запыленной внешней среде также ставят две манжеты (рис. 6.14.8) или одну с пыльником (рис. 6.14.9).

Свободное пространство между манжетами, а также между рабочими кромками манжеты и пыльника заполняют при сборке пластичным смазочным материалом.

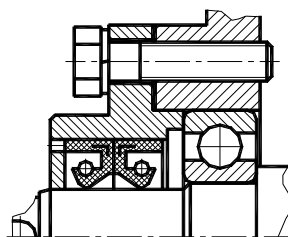


Рис. 6.14.8

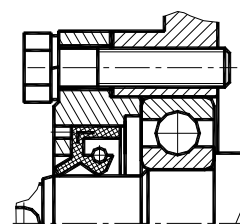


Рис. 6.14.9

Манжетные уплотнения просты по конструкции и достаточно работоспособны при скоростях до 10 м/с и температуры до 90° С, но требуют регулировки прижатия, высокого класса шероховатости шеек валов и систематического наблюдения.

Бесконтактные *щелевые* (рис. 6.14.10) и *лабиринтные* (рис. 6.14.11) уплотнения применяются в быстроходных узлах и являются одними из наиболее совершенных и надежных типов уплотнений.

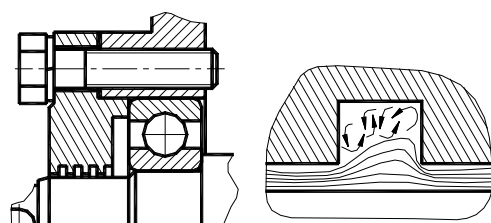


Рис. 6.14.10

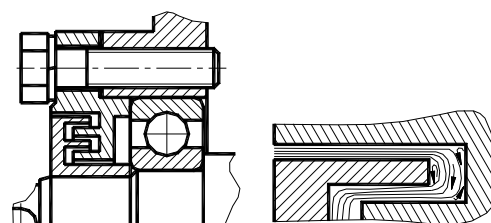


Рис. 6.14.11

Применение этих уплотнений не ограничено окружной скоростью, температурой узла и видом его смазки. Малый зазор сложной извилистой формы между вращающейся и неподвижной частями узла, заполненный консистентной смазкой, предохраняет подшипник от проникновения в него пыли и влаги, а также препятствует вытеканию масла. Бесконтактные уплотнения не вызывают износа валов, так как герметизация достигается заполнением зазоров густой смазкой.

Некоторые типы подшипников качения имеют встроенные уплотнения, что значительно упрощает конструкцию подшипниковых узлов.

7. СТАНДАРТИЗАЦИЯ И ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

7.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

Стандартизацией называется *установление и применение правил* с целью упорядочения деятельности в определенной области для достижения всеобщей максимальной экономии при соблюдении качества продукции, условий эксплуатации и требований безопасности.

Существующая в России Государственная система стандартизации, состоящая из комплекса взаимосвязанных стандартов, определяет цели, задачи, терминологию, организацию и методику проведения работ по стандартизации.

К числу *основных задач стандартизации* относятся:

- установление требований к качеству готовой продукции;
- определение единой системы показателей качества продукции, методов и средств ее испытания и контроля;
- установление норм, требований и методов в области проектирования и производства продукции с целью обеспечения оптимального качества и устранения излишнего многообразия видов марок и типоразмеров продукции;
- развитие унификации и агрегатирования промышленной продукции, особенно машин, оборудования и приборов;
- обеспечение единства и правильности измерений, создание и совершенствование государственных эталонов единиц измерения;
- установление единых систем документации, классификации и кодирования всей продукции, технико-экономической информации;
- установление единых терминов, обозначений и величин в важнейших областях науки и техники, а также в отраслях народного хозяйства.

Стандартом называется *нормативно-технический документ* по стандартизации, устанавливающий комплекс норм, правил, требований к объекту стандартизации и утвержденный компетентным органом. Стандарт может быть разработан как на материальные предметы {например, на болты, гайки и т.п.}, так и на нормы, правила, требования к объектам организационно-методического и общетехнического характера (например, на чертежный шрифт, форму спецификации на чертежах и пр.)

Различают следующие основные *категории стандартов*:

ГОСТ – государственный стандарт;

ОСТ – отраслевой стандарт;

СТП – стандарт предприятия.

Перечисленные категории стандартов являются обязательными соответственно в пределах России (ГОСТ), какой-либо отрасли промышленности (ОСТ) или предприятия (СТП).

Кроме стандартов в целях нормализации параметров продукции используются и *технические условия*, являющиеся нормативно-техническим документом, устанавливающим комплекс требований к конкретным типам, маркам и артикулам продукции.

При разработке национальных стандартов учитываются рекомендации, содержащиеся в *международных стандартах ISO*.

Взаимозаменяемостью называется свойство независимо изготовленных деталей занимать свое место в сборочной единице без дополнительной механической или термической обработки при сборке, обеспечивая при этом выполнение заданных им функций в соответствии с техническими требованиями к работе данного узла или машины.

Взаимозаменяемость дает возможность значительно повысить производительность сборки и удешевить производство изделий. Кроме того, она приводит к повышению культуры ремонта машин, к упрощению и ускорению ремонтных работ, дает возможность обеспечить ремонтные предприятия запасными частями. Очевидно, что производство взаимозаменяемых деталей, узлов и изделий возможно только при условии соблюдения стандартов на материалы, полуфабрикаты и готовые изделия.

Степень взаимозаменяемости во многом определяется *унификацией* (рациональным сокращением многообразия видов, типов и типоразмеров изделий одинакового функционального назначения), направленной на развитие *агрегатирования*, задачей которого является создание и эксплуатация машин, на основе взаимозаменяемости отдельных агрегатов и узлов, каждый из которых может быть использован при создании различных модификаций машин одного или разного функционального назначения.

7.2. ОШИБКИ ДЕТАЛЕЙ И МЕХАНИЗМОВ

Точностью детали или механизма называется *степень соответствия* действительных размеров, геометрических, кинематических и других параметров их заданным значениям. С уменьшением этого несоответствия повышается точность параметров, однако прогрессивно возрастает стоимость изготовления и эксплуатации изделий.

Необходимая *точность* деталей, узлов и комплектующих изделий по *геометрическим параметрам*, характеризующаяся *отклонениями размеров и поверхностей*, является одним из основных условий осуществления взаимозаменяемости.

Ошибки в размерах, а также в форме и расположении геометрических поверхностей звеньев вызывают *погрешности* взаимного положения и перемещения звеньев при работе механизмов. Эти ошибки называют *первичными* и делят на *систематические, случайные и грубые*.

Систематическими ошибками называют ошибки постоянные по величине и знаку или изменяющиеся по определенному закону. Они вызываются упрощениями кинематической схемы механизма, погрешностями входных данных, а также средними отклонениями размеров звеньев. Систематические ошибки для конкретного механизма и даже типа механизмов имеют постоянное значение и вычисляются по систематическим ошибкам отдельных звеньев. Следовательно, систематическая ошибка характеризует точность серии или вида одинаковых механизмов и ее численная величина учитывается в виде соответствующей поправки или полностью компенсируется.

Случайными ошибками называют ошибки, числовое значение которых заранее нельзя предсказать, так как их появление обусловлено произвольным воздействием независимых друг от друга случайных факторов. Случайная ошибка является индивидуальной характеристикой конкретного экземпляра из серии механизмов и ее численное значение не должно выходить за установленные пределы разброса случайных величин. Поэтому для серии одинаковых механизмов случайная ошибка отдельно не учитывается.

Случайные ошибки делят на *технологические* и *эксплуатационные*.

К *технологическим* относят ошибки, являющиеся результатом погрешностей изготовления механизмов.

К *эксплуатационным* относятся ошибки, возникающие в процессе эксплуатации от деформации, износа, проскальзывания звеньев и т.д.

Если необходимо учесть систематические и случайные ошибки, то общую ошибку определяют суммированием систематических и случайных ошибок.

Влияние *случайных* факторов не позволяет заранее определить численное значение ошибки размера отдельной детали, взятой из партии или величину ошибки того или иного механизма. Однако опыт изготовления, эксплуатации и ремонта деталей и механизмов показал, что численное влияние случайных ошибок на точность изделий может оцениваться с помощью методов теории вероятностей и математической статистики. *Распределение случайных ошибок*, возникающих в размерах при механической обработке деталей, сборке механизмов, а также при снятии показаний приборов, приближается к *закону нормального распределения* (закону Гаусса), который выражается кривой, представленной на рис. 7.2.1.

Аналитическое выражение плотности вероятности нормального закона имеет следующий вид:

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi D(x)}} \exp \left\{ -\frac{[x - M(x)]^2}{2D(x)} \right\}, \quad (7.2.1)$$

где $M(x)$ - математическое ожидание (среднее значение признака, характеризующее положение центра рассеяния),

$D(x)$ - дисперсия (характеристика рассеяния относительно центра $M(x)$),

ω - предельное практическое поле рассеяния.

В практических расчетах в качестве характеристики рассеяния вместо $D(x)$ принимают значение *среднего квадратичного отклонения*:

$$\sigma = \sqrt{D(x)}. \quad (7.2.2)$$

Кривая Гаусса симметрична относительно своей максимальной ординаты, следовательно, одинаковые по абсолютному значению положительные и отрицательные отклонения от $M(x)$ равновероятны.

Форма кривой показывает, что отклонения от $M(x)$ малой по абсолютному значению величины появляются чаще, чем отклонения большой величины, а весьма большие отклонения вообще маловероятны.

В пределах $\pm\sigma$ находится 68,27% всех возможных значений случайной величины, а в пределах предельного практического поля рассеяния $\omega = 6\sigma$ - 99,73%. Это означает, что из 1000 обработанных деталей бракованных может оказаться не более трех.

Для практических целей достаточно ограничить колебания или разброс действительных значений параметров такими пределами, с учетом характера и степени ответственности каждого размера детали, при которых будет обеспечено необходимое качество работы механизмов.

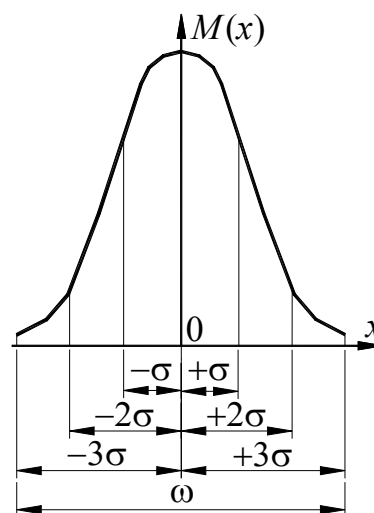


Рис. 7.2.1

7.3. Допуски и посадки

7.3.1. Термины и определения

В соединении по *сопрягаемым поверхностям* двух деталей (рис. 7.3.1) различают *охватывающую* и *охватываемую* поверхности.

Охватывающую поверхность независимо от вида поперечного сечения условно называют *отверстием*, а *охватываемую* - *валом*.

Параметры, относящиеся к *охватывающей* поверхности (к *отверстию*), обозначают *прописными* (заглавными) буквами, а к *охватываемой* (к *валу*)- *строчными*.

Термины и определения стандартизированы ГОСТ 25346-89.

Размером называется числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.п.) в выбранных единицах измерения. В машино- и приборостроении все размеры в технической документации задают и указывают в *миллиметрах*.

Номинальным размером (D_n, d_n) называется основной размер, относительно которого определяются отклонения (рис. 7.3.2).

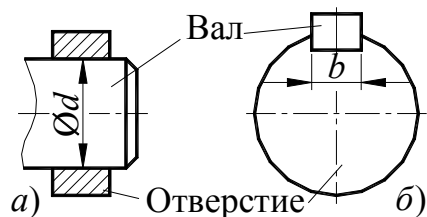


Рис. 7.3.1

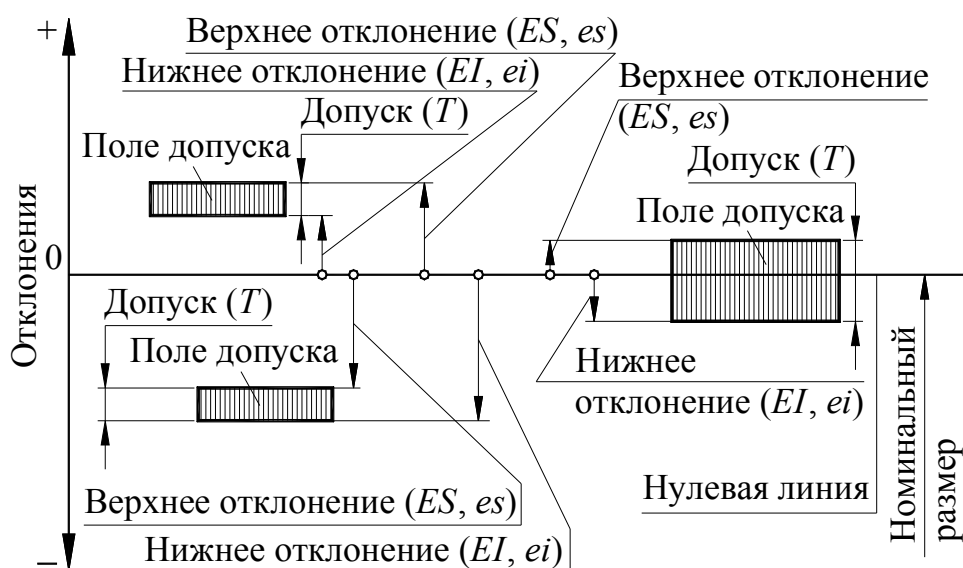


Рис. 7.3.2

Номинальный размер определяется из расчета на прочность, жесткость, износостойкость и по другим критериям работоспособности или по конструктивным соображениям, а затем округляется (как правило, в большую сторону) в соответствии с *нормальным рядом чисел*.

Действительным размером называют размер, полученный в результате измерения с допустимой погрешностью.

Предельные размеры – два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться действительный размер.

Наибольший предельный размер (D_{max}, d_{max}) – наибольший допустимый размер элемента.

Наименьший предельный размер (D_{min}, d_{min}) – наименьший допустимый размер элемента.

Предельное отклонение – алгебраическая разность между предельным и соответствующим номинальным размерами. Различают *верхнее* и *нижнее* предельные отклонения.

Действительное отклонение – алгебраическая разность между действительным и соответствующим номинальным размерами.

Верхнее отклонение ES , es – алгебраическая разность между наибольшим предельным и соответствующим номинальным размерами.

ES – верхнее отклонение *отверстия*:

$$ES = D_{\max} - d ; \quad (7.3.1)$$

es – верхнее отклонение *вала*:

$$es = d_{\max} - d . \quad (7.3.2)$$

Нижнее отклонение EI , ei – алгебраическая разность между наименьшим предельным и соответствующим номинальным размерами.

EI – нижнее отклонение *отверстия*:

$$EI = D_{\min} - d ; \quad (7.3.3)$$

ei – нижнее отклонение *вала*:

$$ei = d_{\min} - d . \quad (7.3.4)$$

Основное отклонение – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее к нулевой линии.

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок. Если нулевая линия расположена горизонтально, то *положительные* отклонения откладываются *вверх* от нее, а *отрицательные* – *вниз*.

Допуск T – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями. Допуск – *абсолютная* величина (без знака).

Для отверстия:

$$T_D = ES - EI ; \quad (7.3.5)$$

для вала:

$$T_d = es - ei . \quad (7.3.6)$$

Стандартный допуск IT – любой из допусков, устанавливаемых системой допусков и посадок. (В дальнейшем под термином «допуск» понимается «стандартный допуск»).

Поле допуска – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Обобщение опыта изготовления деталей на металлорежущем оборудовании позволило выразить связь между точностью и численными значениями размеров с помощью условной величины (*единицы допуска*).

Единицы допуска i, I – множители в формулах допусков, являющийся функцией номинального размера и служащий для определения числового значения допуска.

i – единица допуска для номинальных размеров до 500 мм,

I – единица допуска для номинальных размеров свыше 500 мм.

Так, например, для размеров от 1 мм до 500 мм $i = 0,53\sqrt[3]{d_{\text{ср}}}$ мкм, где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр того или иного интервала диаметров, мм.

Численное значение единицы допуска зависит только от размера изготавливаемой детали. Благодаря этому единица допуска позволяет оценивать точность размеров одинаковой величины и является общей мерой или масштабом допусков в разных классах точности.

Квалитет (степень точности) – совокупность допусков, рассматриваемых как соответствующие одному уровню точности для всех номинальных размеров.

Принято, что две или несколько деталей разных размеров следует считать одинаковой точности (принадлежащими одному квалитету), если их изготавливают на одном и том же оборудовании при одних и тех же условиях обработки (режимах резания и т.д.). Отсюда следует, что точность валов, изготовленных, например, шлифованием во всем диапазоне диаметров одинакова, несмотря на то, что погрешность обработки, как показали эксперименты, растет с увеличением размера обрабатываемой детали.

Основной вал – вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

Основное отверстие – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

Посадка – характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки (рис. 7.3.3).

Посадки характеризуют свободу относительного перемещения соединенных деталей или их способность сопротивляться взаимному смещению.

Номинальный размер

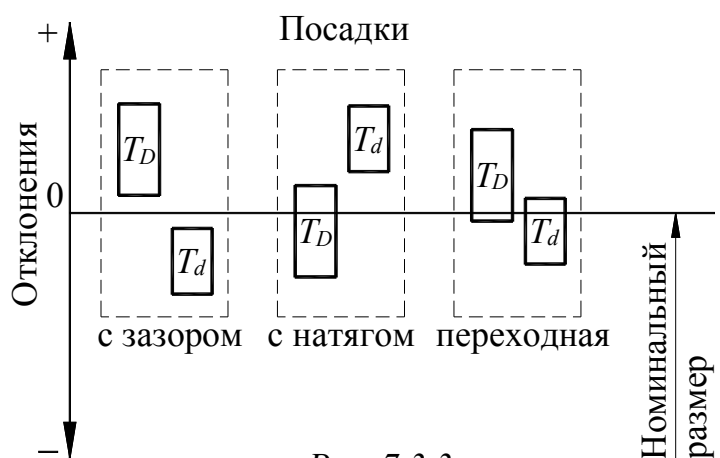


Рис. 7.3.3

посадки (d) – номинальный размер, общий для отверстия и вала, составляющих соединение.

Допуск посадки – сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

Посадка с зазором – посадка, при которой гарантированно образуется зазор в соединении, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему.

При графическом изображении поле допуска отверстия расположено *над* полем допуска вала.

Посадки с зазором характеризуются наибольшими (S_{\max}) и наименьшими (S_{\min}) зазорами.

Зазор S – разность между размерами отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала:

$$S = D - d . \quad (7.3.7)$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} , \quad (7.3.8)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} . \quad (7.3.9)$$

или

$$S_{\max} = ES - ei , \quad (7.3.10)$$

$$S_{\min} = EI - es . \quad (7.3.11)$$

Посадка с натягом – посадка, при которой гарантированно образуется натяг в соединении, т.е. наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему.

При графическом изображении поле допуска отверстия расположено *под* полем допуска вала.

Посадки с натягом характеризуются наибольшими (N_{\max}) и наименьшими (N_{\min}) натягами.

Натяг N – разность между размерами вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Натяг можно определять как отрицательную разность между размерами отверстия и вала:

$$N = -S = -(D - d) = d - D . \quad (7.3.12)$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} , \quad (7.3.13)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} . \quad (7.3.14)$$

или

$$N_{\max} = es - EI , \quad (7.3.15)$$

$$N_{\min} = ei - ES . \quad (7.3.16)$$

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга в соединении, в зависимости от действительных

размеров отверстия и вала. При графическом изображении поля допусков отверстия и вала *перекрываются* полностью или частично.

Переходные посадки характеризуются наибольшими зазорами S_{\max} и наибольшими натягами N_{\max} :

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} , \quad (7.3.17)$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} \quad (7.3.18)$$

или

$$S_{\max} = ES - ei , \quad (7.3.19)$$

$$N_{\max} = es - EI . \quad (7.3.20)$$

7.3.2. Системы допусков и посадок

Так как характер соединения сопрягаемых деталей определяется *относительным* расположением полей допусков отверстия и вала, то одну и ту же посадку можно при различных расположениях полей допусков относительно нулевой линии, синхронно изменяя положения полей допусков обеих сопрягаемых деталей относительно последней (рис. 7.3.4). Из этого следует, можно получать разнообразные посадки, изменяя положения только поля допуска *отверстия* (рис. 7.3.5) или только поля допуска *вала* (рис. 7.3.6).

Деталь, у которой положение поля допуска не зависит от вида посадки, называют *основной деталью*. Это может быть отверстие или вал, имеющие любое основное отклонение.

Таким образом, *основная деталь* – это деталь, поле допуска которой является



Рис. 7.3.4

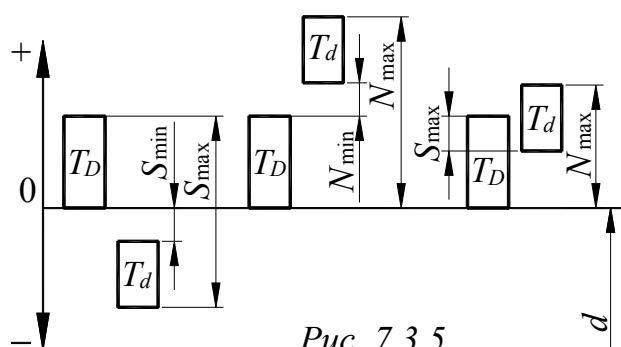


Рис. 7.3.5

базовым для образования посадок.

С целью устранения произвольного выбора *характера соединения*, то есть *посадки*, а также для обеспечения взаимозаменяемости сопрягаемых деталей и стандартизации режущего и измерительного инструмента введена Единая система

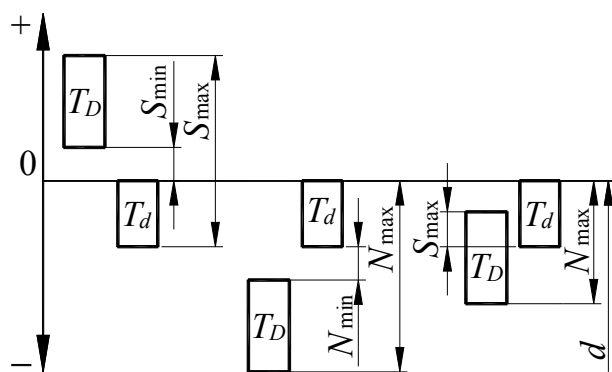


Рис. 7.3.6

допусков и посадок (ЕСДП) – совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин, дает возможность стандартизировать режущие инструменты и калибры, облегчает конструирование, производство и взаимозаменяемость деталей машин, а также обуславливает их качество.

Применение системы допусков и посадок является необходимым условием современного машино- и приборостроения, так как изготовление изделий и их составных частей по заданным допускам и посадкам дает возможность придать им свойство взаимозаменяемости. Основные положения системы допусков и посадок вытекают из понятий и определений, приведенных в разделе 7.3.1.

В Единой системе допусков и посадок установлено 19 квалитетов и определены формулы для расчета допусков. Было принято, что две или несколько деталей разных размеров следует считать одинаковой точности (принадлежащими одному квалитету), если их изготавливают на одном и том же оборудовании при одних и тех же условиях обработки (режимах резания и т.д.). Отсюда следует, что точность валов, изготовленных, например, шлифованием во всем диапазоне диаметров одинакова, несмотря на то, что погрешность обработки, как показали эксперименты, растет с увеличением размера обрабатываемой детали.

Зависимость изменения погрешности была представлена как произведение двух частей, одна из которых (a) характеризует тип станка, другая – зависит лишь от размера детали ($\sqrt[3]{d}$):

$$A = a\sqrt[3]{d}. \quad (7.3.21)$$

где A – амплитуда рассеяния размеров, характеризующая погрешность обработки, мкм;

d – диаметр обрабатываемой детали, мм;

a – коэффициент, зависящий от типа станка.

Величина допуска на одинаковые размеры устанавливается по зависимости:

$$IT = ki, \quad (7.3.22)$$

где k – число единиц допуска, установленное для каждого качества,
 i – единица допуска, зависящая только от величины размера (табл. 7.3.1).

Таблица 7.3.1

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число единиц допуска k	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500

Всего квалитетов 19 – 01, 0, 1, 2, ..., 17.

Точность возрастает с уменьшением номера квалитета.

Самые точные квалитеты (01, 0, 1, 2, 3, 4), как правило, применяются при изготовлении образцовых мер и калибров.

Квалитеты с 5-го по 11-й, как правило, применяются для сопрягаемых элементов деталей.

Квалитеты с 12-го по 18-й применяются для несопрягаемых элементов деталей.

Чтобы максимально сократить число значений допусков при построении рядов допусков, стандартом установлены *интервалы* размеров, внутри которых значение допуска для данного квалитета не меняется.

В Единой системе допусков и посадок для размеров до 500 мм установлено (рис. 7.3.7):

27 основных отклонений валов;

27 основных отклонений отверстий.

Основные отклонения *отверстий* обозначаются *прописными* буквами *латинского* алфавита, *валов* – *строчными*.

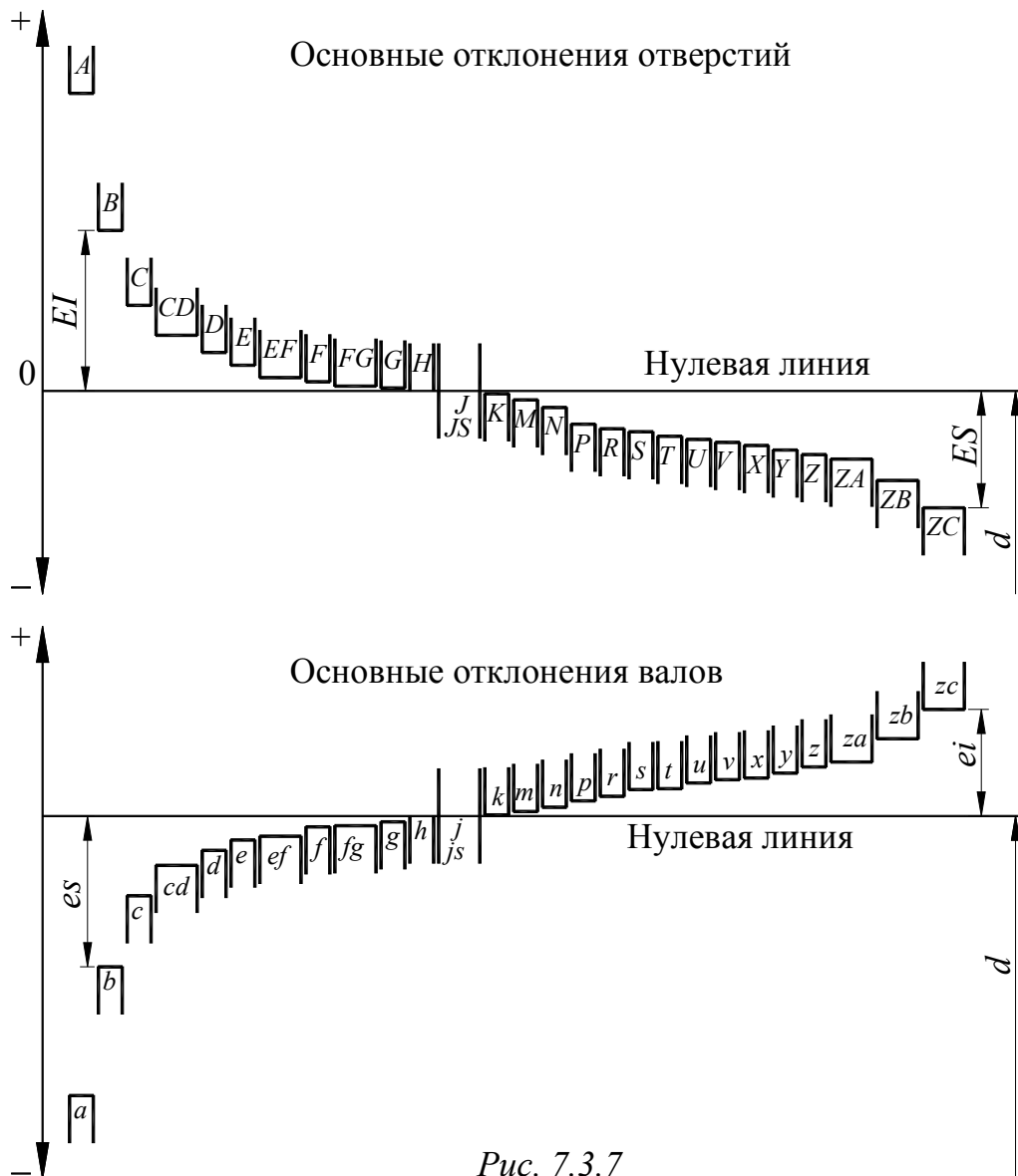
В Единой системе допусков и посадок *основными деталями* служат отверстия или валы, имеющие *основное отклонение, равное нулю*.

Основное отверстие – отверстие, *нижнее отклонение* которого равно нулю ($EI = 0$) и обозначаемое буквой H (рис. 7.3.5).

У *основного отверстия* *верхнее отклонение* ES всегда *положительно* и равно допуску по H соответствующего квалитета (табл. 7.3.2)

Основной вал – вал, *верхнее отклонение* которого равно нулю ($es = 0$) и обозначаемое буквой h (рис. 7.3.6).

У *основного вала* *нижнее отклонение* всегда *отрицательно* и равно допуску по h соответствующего квалитета (табл. 7.3.3).



В таблице 7.3.2 приведены в *сокращенном* варианте значения предельных отклонений *отверстий*, а в таблице 7.3.3 – значения предельных отклонений *валов*.

Более подробная информация приводится в специальной литературе.

Таблица 7.3.2

Предельные отклонения отверстий. ГОСТ 25347-82

Поля допусков		Номинальные размеры, мм										
		св. 3 до 6	св. 6 до 10	св.10 до 18	св.18 до 30	св.30 до 50	св.50 до 80	св. 80 до 120	св.120 до 180	св.180 до 250	св.250 до 315	св.315 до 400
Основные отверстия	H7	+12 0	+15 0	+18 0	+21 0	+25 0	+30 0	+35 0	+40 0	+46 0	+52 0	+57 0
	H8	+18 0	+22 0	+27 0	+33 0	+39 0	+46 0	+54 0	+63 0	+72 0	+81 0	+89 0
	H9	+30 0	+36 0	+43 0	+52 0	+62 0	+74 0	+87 0	+100 0	+115 0	+130 0	+140 0
	H12	+120 0	+150 0	+180 0	+210 0	+250 0	+300 0	+350 0	+400 0	+460 0	+520 0	+570 0
	H14	+300 0	+360 0	+430 0	+520 0	+620 0	+740 0	+870 0	+1000 0	+1150 0	+1300 0	+1400 0
F7	+22 +10	+28 +13	+34 +16	+41 +20	+50 +25	+60 +30	+71 +36	+83 +43	+96 +50	+108 +56	+119 +62	
F8	+28 +10	+35 +13	+43 +16	+53 +20	+64 +25	+76 +30	+90 +36	+106 +43	+122 +50	+137 +56	+151 +62	
G7	+16 +4	+20 +5	+14 +6	+28 +7	+34 +9	+40 +10	+47 +12	+54 +14	+61 +15	+69 +17	+75 +18	
Js6	+4 -4	+4,5 -4,5	+5,5 -5,5	+6,5 -6,5	+8 -8	+9,5 -9,5	+11 -11	+12,5 -12,5	+14,5 -14,5	+16 -16	+18 -18	
Js7	+6 -6	+7 -7	+9 -9	+10 -10	+12 -12	+15 -15	+17 -17	+20 -20	+23 -23	+26 -26	+28 -28	
K7	+3 -9	+5 -10	+6 -12	+6 -15	+7 -18	+9 -21	+10 -25	+12 -28	+13 -33	+16 -36	+17 -40	
K8	+5 -13	+6 -16	+8 -19	+10 -23	+12 -27	+14 -32	+16 -38	+20 -43	+22 -50	+25 -56	+28 -61	
M7	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	
M8	+2 -16	+1 -21	+2 -25	+4 -29	+5 -34	+5 -41	+6 -48	+8 -55	+9 -63	+9 -72	+11 -78	
N7	-4 -16	-4 -19	-5 -23	-7 -28	-8 -33	-9 -39	-10 -45	-12 -52	-14 -60	-14 -66	-16 -73	
P7	-8 -20	-9 -27	-11 -29	-14 -35	-17 -42	-21 -51	-24 -59	-28 -68	-33 -79	-36 -88	-41 -98	

Таблица 7.3.3

Предельные отклонения валов. ГОСТ 25347-82

Поля допусков		Номинальные размеры, мм										
		св. 3 до 6	св. 6 до 10	св.10 до 18	св.18 до 30	св.30 до 50	св.50 до 80	св. 80 до 120	св.120 до 180	св.180 до 250	св.250 до 315	св.315 до 400
Основные валы	<i>h7</i>	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57
	<i>h8</i>	0 -18	0 -22	0 -27	0 -33	0 -39	0 -46	0 -54	0 -63	0 -72	0 -81	0 -89
	<i>h9</i>	0 -30	0 -36	0 -43	0 -52	0 -62	0 -74	0 -87	0 -100	0 -115	0 -130	0 -140
	<i>h12</i>	0 -120	0 -150	0 -180	0 -210	0 -250	0 -300	0 -350	0 -400	0 -460	0 -520	0 -570
<i>d8</i>		-30 -48	-40 -62	-50 -77	-65 -98	-80 -119	-100 -146	-120 -174	-145 -208	-170 -242	-190 -271	-210 -299
	<i>e7</i>	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146	-110 -162	-125 -182
<i>e8</i>		-20 -38	-25 -47	-32 -59	-40 -73	-50 -89	-60 -106	-72 -126	-85 -148	-100 -172	-110 -191	-125 -214
	<i>f7</i>	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -50	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -108	-62 -119
<i>f8</i>		-10 -28	-13 -35	-16 -43	-20 -53	-25 -64	-30 -76	-36 -90	-43 -106	-50 -122	-56 -137	-62 -151
	<i>js7</i>	+6 -6	+7 -7	+9 -9	+10 -10	+12 -12	+15 -15	+17 -17	+20 -20	+23 -23	+26 -26	+28 -28
<i>k6</i>		+9 +1	+10 +1	+12 +1	+15 +2	+18 +2	+21 +2	+25 +3	+28 +3	+33 +4	+36 +4	+40 +4
	<i>k7</i>	+13 +1	+16 +1	+19 +1	+23 +2	+27 +2	+32 +3	+38 +3	+43 +3	+50 +4	+56 +4	+61 +4
<i>m6</i>		+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +12	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 21
	<i>m7</i>	+16 +4	+21 +6	+25 +7	+29 +8	+34 +9	+41 +11	+48 +13	+55 +15	+63 +17	+72 +20	+78 +21
<i>n6</i>		+16 +8	+19 +10	+23 +12	+28 +15	+33 +17	+39 +20	+45 +23	+52 +27	+60 +31	+66 +34	+73 +37
	<i>n7</i>	+20 +8	+25 +10	+30 +12	+36 +15	+42 +17	+50 +20	+58 +23	+67 +27	+77 +31	+86 +34	+94 +37
<i>p6</i>		+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62

Посадка обозначается *дробью*, проставляемой после номинального размера, в *числителе* которой всегда проставляется буквенное обозначение поля допуска *отверстия* с номером соответствующего качества, в *знаменателе* – буквенное обозначение поля допуска *вала* с номером соответствующего качества. Например:

$$\varnothing 40 \frac{H7}{k8}; \varnothing 50 \frac{F8}{h7}; \varnothing \frac{G6}{m8}; 25 \frac{H7}{p8}.$$

В зависимости от того, какая из двух сопрягаемых деталей является основной, системы допусков и посадок включают два ряда посадок:

посадки в *системе отверстия* – различные зазоры и натяги получаются соединением валов с различными полями допуска с *основным отверстием* (рис. 7.6), например:

$$\varnothing 40 \frac{H7}{k7}; \varnothing 50 \frac{H8}{p9}; \varnothing \frac{H6}{m8};$$

посадки в *системе вала* – различные зазоры и натяги получаются соединением отверстий с различными полями допуска с *основным валом* (рис. 7.7), например:

$$\varnothing 40 \frac{K7}{h7}; \varnothing 50 \frac{P8}{h9}; \varnothing \frac{G8}{h8}.$$

Валы различной точности (даже высокой) можно обрабатывать и измерять *универсальными* инструментами – резцами, шлифовальными кругами, микрометрами и т.д.

Для обработки и измерения *точных отверстий* применяют *специальные* дорогостоящие инструменты (зенкеры, развертки, протяжки, калибры-пробки). Число комплектов таких инструментов, необходимых для обработки отверстий с одинаковым номинальным размером, зависит от разнообразия предельных отклонений, которые могут быть назначены. Допустим, требуется изготовить три комплекта деталей одинаковых номинальных размеров и одинаковой точности для получения посадок с зазором, натягом и переходной.

В *системе отверстия* предельные размеры отверстий одинаковы для всех трех посадок (рис. 7.6), и для обработки потребуется только один комплект специальных инструментов.

В *системе вала* предельные размеры отверстий для каждой посадки различны (рис. 7.3.6), и для обработки потребуется три комплекта специальных инструментов.

Благодаря тому, что для получения разнообразных посадок в *системе отверстия* требуется значительно меньше специальных инструментов, эта система в машиностроении имеет *преимущественное* применение.

Посадки в системе *вала* целесообразны при использовании некоторых стандартных деталей (например, подшипников качения) и в случаях применения вала постоянного диаметра по всей длине для установки на него нескольких деталей с различными посадками.

Кроме двух основных систем допусков и посадок разрешается применять и другие обоснованные сочетания стандартных полей допусков валов и отверстий, в которых отсутствуют допуски на *основным отверстие* и *вал*. Такие посадки называются *внесистемными*. Рассмотрим назначение такой посадки на примере подшипникового узла редуктора общего назначения (рис. 7.3.8).

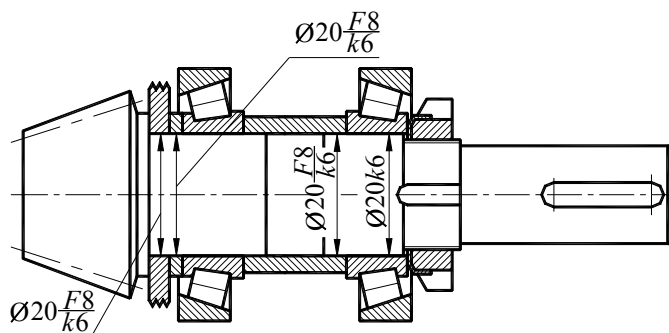


Рис. 7.3.8

Посадкой, определяющей точность фиксации геометрической оси конического вала-шестерни, а, следовательно, и работоспособность данного узла, является посадка подшипника на вал. На основании существующих рекомендаций допуск на участок вала, сопрягаемый с подшипником, назначаем по *k6*. В этом случае предельные отклонения данного диаметра, в соответствии с табл. 7.3.3, равны

$+0,015$ мм
 $+0,002$ мм

конструкции узла очевидно, что посадки двух распорных втулок и магнезитового кольца для удобства монтажа и демонтажа узла должны быть назначены с гарантированным зазором. Эксцентриситет втулок и кольца вследствие зазора не является критичным для работоспособности этого узла, так как скорости вращения валов редуктора общего назначения невелики. Для уменьшения стоимости обработки этих деталей для сопрягаемых поверхностей выбираем 8 квалитет (на два квалитета грубее, чем при обработке сопрягаемых поверхностей вала). Окончательно назначаем допуск на диаметры внутренних поверхностей втулок и кольца – *F8*. Тогда из табл. 7.3.3 получаем значения предельных отклонений:

$+0,053$ мм
 $+0,020$ мм

При выбранных значениях допусков на основании формул (7.12) и (7.13) получаем значения предельных зазоров:

$$S_{\max} = ES - ei = 0,053 - 0,002 = 0,051 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = EI - es = 0,020 - 0,015 = 0,005 \text{ мм}.$$

Данный результат вполне приемлем.

Посадки выбирают в зависимости от назначения и условий работы оборудования и механизмов, их точности, условий сборки. При этом необходимо учитывать и возможность достижения точности при различных методах обработки изделия.

Допуски отверстия и вала в посадке не должны отличаться более чем на 2 квалитета. *Большой* допуск, как правило, назначают для *отверстия*.

7.3.3. Посадки колец подшипников качения на вал и в корпус

Многолетней практикой применения подшипников установлено, что соединение с валом или корпусом колец, *вращающихся относительно нагрузки*, должно осуществляться обязательно с *натягом*, исключая проворачивание и обкатывание кольцом сопряженной детали. При недостаточном натяге и циркуляционном нагружении между кольцом и посадочной поверхностью может появиться зазор в разгруженной зоне, что приводит к обкатыванию кольцом сопряженной поверхности, ее развальцовке, контактной коррозии, истиранию, снижению точности вращения и разбалансировке.

Посадки *неподвижных относительно нагрузки* колец, назначают более свободными, допускающими наличие небольшого зазора, так как обкатывание кольцами сопряженных деталей в этом случае не происходит. Нерегулярное проворачивание невращающегося кольца порядка одного оборота в сутки полезно, так как при этом изменяется положение его зоны нагружения, что способствует повышению долговечности подшипника. Кроме того, такое сопряжение облегчает осевые перемещение колец при монтаже, при регулировании зазоров в подшипниках и при температурных деформациях.

Посадки подшипников отличаются от обычных (рис. 7.8) расположением и значением полей допусков на посадочные поверхности колец. Подшипник является стандартным комплектующим изделием, не подлежащим в процессе сборки дополнительной доводке. *Требуемые посадки* в соединении колец с сопрягаемыми деталями получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры *вала* или *отверстия* в корпусе.

Поле допуска на диаметр отверстия *внутреннего* кольца Ld_m располагают не вверх от нулевой линии (не «в плюс», как у отверстия, выполненного по H (рис. 7.3.7)), а *вниз* («в минус») (рис. 7.3.9). Этим гарантируют получение *натягов* в соединениях внутреннего кольца валами, имеющими поля допусков k , t и n .

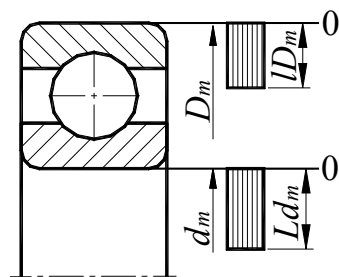


Рис. 7.3.9

Поле допуска на диаметр *наружного* кольца ID_m располагают как обычно – «в минус» (в тело детали).

Условные обозначения посадок подшипников на сборочных чертежах и в нормативно-технической документации проставляют не дробью, как в посадках обычных деталей, а *одной строкой*, в которой указывается допуск на сопряженную с подшипником деталь, например:

$\varnothing 42H7$; $\varnothing 42M6$; $\varnothing 42k6$; $\varnothing 42m6$.

Посадки колец шариковых и роликовых подшипников на вал и в отверстие корпуса в зависимости от вида нагружения выбирают в соответствии с табл. 7.3.4

Таблица 7.3.4

Вращение кольца относительно нагрузки	Допуск на вал				Допуск на отверстие корпуса					
	<i>Радиальные подшипники</i>									
вращается	<i>n6</i>	<i>m6</i>	<i>k6</i>	<i>js6</i>	<i>N6</i>	<i>N7</i>	<i>M6</i>	<i>M7</i>	<i>K6</i>	<i>K7</i>
неподвижно	<i>js6</i>	<i>h6</i>	<i>g6</i>	<i>f7</i>	<i>JS6</i>	<i>JS7</i>	<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>G7</i>
	<i>Радиально-упорные подшипники</i>									
вращается	<i>n6</i>	<i>m6</i>	<i>k6</i>	<i>js6</i>	<i>H7</i>	<i>M7</i>	<i>K7</i>	<i>JS7</i>	<i>P7</i>	
неподвижно	<i>h6</i>		<i>g6</i>	<i>f6</i>	<i>H7</i>					

7.4. Шероховатость поверхностей деталей

В процессе формообразования деталей на их поверхности появляется *шероховатость* – ряд чередующихся выступов и впадин сравнительно малых размеров. Шероховатость может быть следом от резца или другого режущего инструмента, копией неровностей форм или штампов, может возникать вследствие вибраций, возникающих при резании, а также в результате действия других факторов.

С уменьшением шероховатости снижается трение и износ сопрягаемых поверхностей в *подвижных* соединениях, действительный характер соединений в большей степени соответствует теоретическому, улучшаются условия смазки, повышается точность и равномерность перемещения звеньев.

В *неподвижных* соединениях с уменьшением шероховатости поверхностей увеличивается антикоррозионная стойкость деталей, создается определенность натягов, улучшается герметичность соединений, увеличивается усталостная прочность деталей.

Шероховатость поверхности оценивается по неровностям профиля (рис. 7.4.1), получаемого путем сечения реальной поверхности плоскостью в пределах базовой длины l .

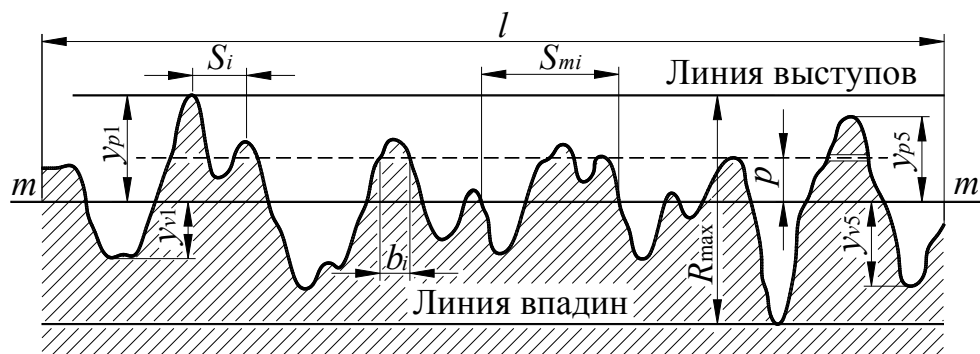


Рис. 7.4.1

Базой для отсчета отклонений профиля является *средняя линия профиля mt* – линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратичное отклонение профиля до этой линии минимально.

Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789-73 характеризуется следующими основными параметрами:

R_a – *среднее арифметическое отклонение профиля*, мкм.

Среднее арифметическое отклонение профиля является средним арифметическим абсолютных значений отклонений профиля y_i в пределах базовой длины l (рис. 7.11). При дискретном способе обработки профилограммы значение R_a приближенно можно определить по формуле:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|. \quad (7.4.1)$$

l – *базовая длина*, являющаяся длиной линии, на которой определяются численные значения параметров, характеризующих шероховатость поверхности;

y_i – *измеренные отклонения профиля* (расстояния между любой точкой профиля и базовой линией mt) в дискретных точках;

n – *число измеренных дискретных отклонений на базовой длине*;

выступ и *впадина профиля* – части профиля, ограниченные контуром реальной поверхности и средней линией m (неровности профиля образованы выступами и впадинами профиля);

R_z – *высота неровностей профиля по десяти точкам*, мкм.

Высота неровностей профиля по десяти точкам является суммой средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины.

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 y_{pi} - \sum_{i=1}^5 y_{vi} \right), \quad (7.4.2)$$

где y_{pi} – высота i -го наибольшего выступа профиля;

y_{vi} – глубина i -й наибольшей впадины профиля.

R_{\max} – *наибольшая высота неровностей профиля*, мкм.

Наибольшая высота неровностей профиля – расстояние между линиями выступов и впадин профиля в пределах базовой длины.

S_m – *средний шаг неровностей* (среднее арифметическое значение шага неровностей по средней линии в пределах базовой длины);

t – *средняя линия профиля*, являющаяся базовой линией, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах l среднее квадратическое отклонение профиля по этой линии минимально.

S – *средний шаг неровностей* по вершинам профиля (среднее арифметическое значение шага неровностей по вершинам неровностей в пределах базовой линии).

Относительная опорная длина профиля t_p – отношение опорной длины профиля к базовой длине:

$$t_p = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i, \quad (7.4.3)$$

где $\sum_{i=1}^n b_i$ – опорная длина профиля (сумма длин отрезков, отсекаемых на заданном уровне p в материале профиля линией, эквидистантной средней линии в пределах базовой длины).

Кроме перечисленных *шести количественных* параметров стандартом установлены *два качественных* параметра – *вид обработки* и *тип направлений неровностей*.

Вид обработки указывается в том случае, когда шероховатость поверхности следует получить только определенным способом.

Тип направлений неровностей выбирается из табл. 7.4.1. Указывается только в ответственных случаях, когда это необходимо по условиям работы детали или сопряжения.

Требования к шероховатости поверхности должны устанавливаться исходя из функционального назначения поверхности для обеспечения заданного качества изделий. Если в этом нет необходимости, то требования к шероховатости поверхности не устанавливаются и шероховатость этой поверхности контролироваться не должна.

Таблица 7.4.1

Типы направлений неровностей	Схематическое изображение	Условное обозначение на чертеже
Параллельное		
Перпендикулярное		
Перекрещивающееся		
Произвольное		
Кругообразное		
Радиальное		

Требования к шероховатости поверхности должны устанавливаться путем указания параметра шероховатости (одного или нескольких из вышеперечисленных параметров), числового значения выбранного параметра и базовой длины, на которой происходит определение параметра. В большинстве случаев на чертежах достаточно проставлять один из двух параметров – R_a или R_z , причем параметр R_a является *предпочтительным*.

Структура обозначения шероховатости поверхности (рис. 7.4.2) должна соответствовать стандарту.

- где:
- 1 – параметр (параметры) шероховатости;
 - 2 – вид обработки поверхности и (или) другие дополнительные указания,
 - 3 – базовая длина;
 - 4 – условное обозначение направления микронеровностей.

Если вид обработки конструктором не указывается, то применяется знак по рис. 7.4.3, если указывается, то – по рис. 7.7.4.4.

Если поверхность образуется без снятия материала (например, штамповкой и т.п.), то применяют знак по рис. 7.4.5.

Допускается применять *упрощенное обозначение шероховатости поверхности* с разъяснением его в технических требованиях чертежа (рис. 7.4.6). При этом используют знак и строчные буквы русского алфавита в алфавитном порядке, без повторов и, как правило, без пропусков.

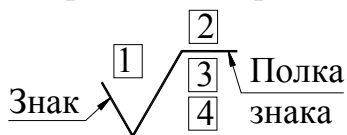


Рис. 7.4.1

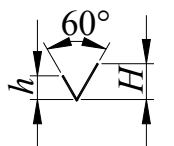


Рис. 4.1.13



Рис. 4.1.14



Рис. 4.1.15

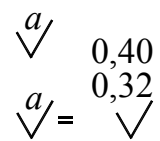


Рис. 4.1.16

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 1 – 920 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 2 – 901 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 3 – 859 с.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
5. Беляев Н.М. Соппротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1976. – 606 с.
6. Берлинер Э.М. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Э.М. Берлинер, А.В. Чичинадзе. – М.: Изд-во Машиностроение, 2003. -576 с.
7. Борисов С.И. Основы технической механики и детали механизмов приборов. / С.И. Борисов, Ф.Г. Зуев. – М.: Машиностроение, 1977.
8. Голубев А.И. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. / А.И. Голубев, Л.А. Кондаков – М.: Машиностроение, 1986.
9. Горбенко В.Т. Теория механизмов и машин: Учебное пособие / В.Т.Горбенко, М.В.Горбенко.– Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2007. – 144 с.
10. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. /— А.А.Готовцев, И.П.Котенок. – М.: Машиностроение, 1982. – 336 с.
11. Гурин В.В. Прикладная механика: Учебное пособие. – Томск: Изд. ТПУ, 2002.
12. Гурин В.В. Расчет и конструирование узлов и деталей машин / В.В.Гурин, В.М.Замятин. – Томск: Изд. ТПУ, 2005. Ч. 1 – 280 с.
13. Гурин В.В. Расчет и конструирование узлов и деталей машин / В.В.Гурин, В.М.Замятин. – Томск: Изд. ТПУ, 2005. Ч. 2 – 246 с.
14. Гурин В.В. Детали машин. Курсовое проектирование. В 2 кн.: Учеб. для вузов / В.В.Гурин, В.М.Замятин, А.М.Попов. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 691 с.
15. Добровольский В.А. Детали машин. / В.А.Добровольский, К.И.Заблонский, С.Л.Мак, А.С.Радчик, Л.Б.Эрлих. – М.: Машиностроение, 1972. – 504 с.
16. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Изд-во Академия, 2007. – 496 с.
17. Иосилевич Г.Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. – 352 с.
18. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика. / Г.Б.Иосилевич, Г.Б.Строганов, Г.С.Маслов. М.: Высшая шк., 1989. – 352 с.

19. Коловский М.З. Теория машин и механизмов: Учебное пособие / М.З. Коловский, Ю.А. Семенов, А.Н. Евграфов. – М.: Изд-во Академия, 2006. – 560 с.
20. Комиссар А.Г. Уплотнительные устройства опор качения: Справ. – М.: Машиностроение, 1980. – 191 с.
21. Коросташевский Р.В. Справочник-каталог. Подшипники качения. / Р.В. Коросташевский, В.М. Нарышкин, В.Ф. Старостин, С.А. Добродорский, В.В. Евстигнеева, Г.Н. Раскуражева, С.Я. Юсим, Г.В. Фокин, Б.А. Ясин. – М. Машиностроение, 1984. – 280 с.
22. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1987.
23. Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин. / В.Н.Кудрявцев, Ю.А.Державец, И.И.Арефьев, И.С.Кузьмин, И.З.Томсинский, В.Ф.Федоров, Е.С.Кисточкин, В.Г.Тюленев, В.И.Смирнов, М.В.Кащан, Г.С.Соколов, А.Л.Филипенков. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
24. Леликов О.П. Основы расчета и проектирование деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу Детали машин. 3-е изд., перераб и доп. / О.П. Леликов. – М.: Изд-во Машиностроение, 2007. – 464 с.
25. Машнев М.М. Теория механизмов и машин и детали машин. / М.М.Машнев, Е.Я.Красковский, П.А.Лебедев. – М.: Машиностроение, 1980. – 512 с.
26. Орлов П.И. Основы конструирования. – М.: Машиностроение, 1988. – Т. 1 – 560 с.
27. Орлов П.И. Основы конструирования. – М.: Машиностроение, 1988. – Т. 2 – 543 с.
28. Осецкий В.М. Прикладная механика / В.М. Осецкий, Б.Г. Горбачев, Г.А. Доброборский, Н.С. Козловский, Е.И. Моисеенко, Г.В. Мясников, В.С. Перевалов, И.Н. Фольк. – М.: Машиностроение, 1977. – 488 с.
29. Степин П.А. Соппротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1979. – 312 с.
30. Чернавский С.А. Проектирование механических передач / С.А.Чернавский, Г.А.Снесарев, Б.С.Козинцев. – М.: Машиностроение, 1984.
31. Юдин В.А. Теория механизмов и машин. / В.А.Юдин, П.В.Петрокас. – М.: Высшая шк., 1967. – 528 с.
32. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение. 6-е изд. 1986. – 352 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Основы теории механизмов	3
1.1. Общие сведения	4
1.2. Структура элементов механизмов	6
1.2.1. Звенья механизмов	6
1.2.2. Кинематические пары и их классификация	8
1.2.3. Кинематические цепи и их классификация	13
1.2.4. Степень подвижности кинематической цепи	14
1.3. Механизмы и их классификация	15
1.3.1. Общие сведения о механизме. Свойства механизмов	15
1.3.2. Конструктивно-функциональная классификация механизмов	16
1.3.3. Рычажные механизмы	16
1.3.4. Кулачковые механизмы	18
1.3.5. Фрикционные механизмы	19
1.3.6. Зубчатые механизмы	19
1.3.7. Червячная передача	20
1.3.8. Механизмы с гибкими звеньями	20
1.4. Кинематика механизмов	21
1.4.1. Общие положения	21
1.4.2. Структурная классификация плоских рычажных механизмов	21
1.4.3. План положений механизма	25
1.4.4. Планы скоростей механизма	27
1.4.5. Кинематический анализ механизмов для передачи вращательного движения	31
1.4.5.1. Общие положения	31
1.4.5.2. Механизмы с последовательным соединением колес	32
1.4.5.3. Механизмы со ступенчатым соединением колес	33
1.5. Трение в кинематических парах	34
1.5.1. Основные понятия	34
1.6.2. Трение в низших кинематических парах	37
1.6.2.1. Трение в поступательной паре	37
1.6.2.2. Трение в клинчатом ползуне	40
1.6.2.3. Трение в винтовой паре	40
1.6.2.4. Трение во вращательной паре	42
1.6.3. Трение в высших кинематических парах	45
1.6.3.1. Трение качения	45
1.6.3.2. Трение гибких тел	45

1.5. Механический коэффициент полезного действия механизма	47
2. Основы сопротивления материалов	51
2.1. Общие сведения	51
2.2. Основные понятия и определения	52
2.2.1. Внешние и внутренние силы	52
2.2.2. Понятие о напряжениях	55
2.2.3. Конструктивные элементы механизмов и машин	58
2.2.4. Основные гипотезы и допущения	59
2.3. Растяжение и сжатие	61
2.3.1. Внутренние усилия	61
2.3.2. Напряжения	62
2.3.3. Деформации и перемещения	63
2.3.4. Механические характеристики и свойства материалов	64
2.3.4.1. Общие сведения	64
2.3.4.2. Испытания материалов	65
2.3.4.2.1. Испытания на растяжение	65
2.3.4.2.2. Испытания на сжатие	68
2.3.4.3. Механические характеристики материалов	69
2.3.4.3.1. Основные характеристики	69
2.3.4.3.2. Явление наклепа	71
2.3.4.3.3. Твердость	71
2.3.4.3.4. Ударная вязкость	72
2.3.5. Допускаемые напряжения и запасы прочности	72
2.3.6. Расчеты при растяжении (сжатии)	75
2.3.6.1. Расчеты на прочность	75
2.3.6.2. Расчеты на жесткость	75
2.3.6.3. Пример расчетов на прочность и жесткость при растяжении (сжатии)	76
2.4. Сдвиг	78
2.4.1. Основные понятия	78
2.4.2. Потенциальная энергия при сдвиге. Зависимость между тремя упругими постоянными	79
2.5. Кручение	81
2.5.1. Построение эпюр крутящих моментов	81
2.5.2. Определение напряжений в стержнях круглого сечения	83
2.5.3. Деформации и перемещения при кручении валов	87
2.5.3.1. Расчет деформаций и перемещений при кручении	87
2.5.3.2. Построение эпюр угловых перемещений при кручении	88
2.6. Изгиб	90
2.6.1. Общие понятия о деформации изгиба	90

2.6.2. Типы опор балок	91
2.6.3. Определение опорных реакций	93
2.6.4. Определение внутренних усилий при изгибе	94
2.6.5. Построение эпюр изгибающих моментов и поперечных сил	95
2.6.6. Напряжения при изгибе. Расчеты на прочность	100
2.6.6.1. Общие сведения	100
2.6.6.2. Условия прочности по нормальным напряжениям	104
2.7. Сложное сопротивление	107
2.7.1. Общие положения	107
2.7.2. Теории прочности	108
2.7.2.1. Первая теория прочности	109
2.7.2.2. Вторая теория прочности	110
2.7.2.3. Третья теория прочности	111
2.7.2.4. Четвертая теория прочности	113
2.7.2.5. Пятая теория прочности	114
2.7.2.6. Рекомендации по применению теорий прочности	115
2.7.3. Расчеты на прочность и жесткость при сложном сопротивлении	115
2.7.3.1. Изгиб с кручением	116
2.7.3.1.1. Определение составляющих реакций в опорах	117
2.7.3.1.2. Построение эпюр изгибающих моментов	118
2.7.3.1.3. Построение эпюр крутящих моментов	119
2.7.3.1.4. Проверка прочности вала	120
2.8. Местные напряжения	121
2.8.1. Виды местных напряжений	121
2.8.2. Концентрация напряжений	122
2.8.2.1. Концентрация напряжений при растяжении (сжатии)	123
2.8.2.2. Концентрация напряжений при изгибе	124
2.8.2.3. Концентрация напряжений при кручении	125
2.8.3. Контактные напряжения	126
2.9. Прочность материалов при переменных напряжениях	131
2.9.1. Основные понятия об усталостной прочности	131
2.9.2. Предел выносливости при симметричном цикле. Диаграмма пределов выносливости	134
2.9.3. Диаграмма предельных напряжений	135
2.9.4. Факторы, влияющие на величину предела выносливости	137
2.9.4.1. Влияние концентрации напряжений	138
2.9.4.2. Влияние размеров деталей	139
2.9.4.3. Влияние состояния поверхности	140

2.9.4.4. Определение предела выносливости при симметричном цикле	140
2.9.5. Расчеты на прочность при переменных напряжениях	141
3. Соединения	143
3.1 Общие сведения	143
3.2. Неразъемные соединения	144
3.2.1. Заклепочные соединения	144
3.2.1.1. Общие сведения	144
3.2.1.2. Определение основных параметров заклепочных швов	146
3.2.2. Сварные соединения	148
3.2.2.1. Общие сведения	148
3.2.2.2. Виды сварных соединений	150
3.2.2.3. Выбор сварочных материалов	152
3.2.2.4. Допускаемые напряжения	154
3.2.2.5. Расчет на прочность типовых сварных соединений	156
3.3. Разъемные соединения	157
3.3.1. Резьбовые соединения	157
3.3.1.1. Резьбы и их классификация	157
3.3.1.2. Области применения резьб	162
3.3.1.3. Основные конструкции резьбовых соединений	164
3.3.1.4. Материалы крепежных деталей	166
3.3.1.5. Виды резьбовых крепежных соединений	166
3.3.1.6. Силовые параметры при затяжке резьбового соединения	167
3.3.1.7. Расчеты резьбовых соединений на прочность	168
3.3.1.7.1. Ненапряженное болтовое соединение, нагруженное осевой силой	168
3.3.1.7.2. Болтовое соединение, нагруженное осевой силой с затягиванием под нагрузкой	169
3.3.1.7.3. Ненапряженное болтовое соединение с поперечной нагрузкой	170
3.3.1.7.4. Соединение призонными болтами	171
3.3.1.7.5. Напряженное болтовое соединение с поперечной нагрузкой	171
3.3.2. Шпоночные соединения	172
3.3.2.1. Общие сведения	172
3.3.2.2. Расчеты шпоночных соединений	173
3.3.2.2.1. Материалы шпонок	173
3.3.2.2.2. Шпоночное соединение с призматической шпонкой	174
3.3.2.2.2.1. Расчет на смятие боковых поверхностей шпонки и соединяемых деталей	174

3.3.2.2.2. Проверочный расчет шпонки по напряжениям сдвига	175
3.3.2.2.3. Шпоночное соединение с сегментной шпонкой	177
3.3.2.2.4. Шпоночное соединение с цилиндрической шпонкой	177
3.3.3. Шлицевые соединения	178
3.3.3.1. Общие сведения	178
3.3.3.2. Расчеты шлицевых соединений	179
3.3.3.2.1. Шлицевые соединения с прямобочными шлицами	180
3.3.3.2.2. Шлицевые соединения с эвольвентными шлицами	181
3.3.3.2.3. Шлицевые соединения с треугольными шлицами	182
3.3.4. Штифтовые соединения	183
4. Передаточные механизмы	186
4.1. Общие сведения	186
4.2. Фрикционные передачи	186
4.2.1. Общие сведения	186
4.2.2. Фрикционные передачи с жесткими рабочими телами (фрикционными катками)	187
4.2.2.1. Общие сведения	187
4.2.2.2. Кинематические соотношения	187
4.2.2.3. Силовые соотношения	190
4.2.2.4. Прочностной расчет	191
4.2.3. Ременные передачи	193
4.2.3.1. Общие сведения	193
4.2.3.2. Геометрия передачи	195
4.2.3.3. Принцип действия ременной передачи	195
4.2.3.4. Натяжение ветвей ремня	197
4.2.3.5. Напряжения в ремнях	198
4.2.3.6. Кинематика ременных передач	199
4.2.3.7. Расчет ременных передач	200
4.2.3.8. Особенности клиноременных передач	203
4.3. Передачи зацеплением с непосредственным контактом жестких звеньев	204
4.3.1. Общие сведения	204
4.3.2. Основная теорема зацепления	206
4.3.3. Материалы зубчатых колес. Допускаемые напряжения	209
4.3.4. Условия работы зубьев в зацеплении и критерии работо- способности передачи	211
4.3.5. Плоские зубчатые передачи	213
4.3.5.1. Общие положения	213
4.3.5.2. Линия зацепления	214
4.3.5.3. Эвольвента. Эволюта. Эвольвентное зацепление	214

4.3.5.2. Цилиндрические зубчатые прямозубые передачи с круглыми колесами	219
4.2.5.2.1. Основные понятия и определения	219
4.3.5.2.2. Параметры эвольвентной передачи с круглыми цилиндрическими колесами. Взаимосвязь между параметрами передачи	221
4.3.5.2.3. Силовой расчет цилиндрической эвольвентной прямозубой передачи	226
4.3.5.2.4. Расчет рабочих поверхностей зубьев на прочность по контактными напряжениям	229
4.3.5.2.5. Расчет зубьев на прочность по изгибным напряжениям	233
4.3.5.3. Цилиндрические зубчатые косозубые передачи с круглыми колесами. Их особенности	237
4.3.5.3.1. Основные понятия и определения	237
4.3.5.3.2. Геометрические взаимосвязи в косозубой цилиндрической эвольвентной передаче	239
4.3.5.5. Особенности прочностного расчета цилиндрических зубчатых косозубых передач по сравнению с прямозубыми	244
4.3.5.5.1. Силы, действующие в зацеплении	244
4.3.5.5.2. Расчет зубьев по контактными напряжениям	244
4.3.5.5.3. Расчет зубьев по напряжениям изгиба	246
4.3.6. Пространственные зубчатые передачи	247
4.3.6.1. Общие сведения	247
4.3.6.2. Конические передачи	247
4.3.6.2.1. Геометрические взаимосвязи в конической эвольвентной передаче	247
4.3.6.2.2. Прочностной расчет конических зубчатых передач	258
4.3.6.2.2.1. Силы, действующие в зацеплении	258
4.3.6.2.2.2. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактной прочности	259
4.3.6.2.2.3. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по изгибной прочности	261
4.3.6.3. Червячные передачи	262
4.3.6.3.1. Общие сведения	262
4.3.6.3.2. Геометрические и кинематические взаимосвязи в червячной передаче с архимедовым червяком	264
4.3.6.5. Силы, действующие в зацеплении	269
4.3.6.3.4. Материалы элементов червячных передач	270
4.3.6.3.5. Прочностной расчет червячной передачи	271
4.3.6.3.5.1. Общие сведения	271

4.3.6.3.5.2. Прочностной расчет зубьев червячного колеса по контактным напряжениям	272
4.3.6.3.5.3. Прочностной расчет зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба	274
4.3.6.3.5.4. Тепловой расчет червячной передачи	274
4.4. Цепные передачи	275
4.4.1. Общие сведения	275
4.4.2. Виды цепей и их характеристики	276
4.4.3. Передаточное число цепной передачи	279
4.4.4. Геометрический расчет цепной передачи	280
4.4.5. Звездочки цепных передач	282
4.4.6. Силы, действующие в цепной передаче	283
4.4.7. Расчет роликовой цепной передачи по критериям ее работоспособности	285
4.4.7.1. Проектный расчет	285
4.4.7.2. Проверочные расчеты	286
4.4.7.2.1. Проверка по числу ударов цепи о зубья звездочек	286
4.4.7.2.2. Проверка по давлению в шарнирах цепи	287
4.4.7.2.3. Проверка прочности цепи по коэффициенту безопасности	287
5. Валы и оси	288
5.1. Общие сведения	288
5.2. Материалы валов и осей	291
5.3. Критерии работоспособности валов и осей	291
5.4. Расчеты на прочность и конструирование валов	292
5.4.1. Общие сведения	292
5.4.2. Ориентировочный расчет вала	292
5.4.3. Конструирование вала	293
5.4.3.1. Определение диаметров на различных участках вала	293
5.4.3.2. Определение осевых размеров участков вала	294
5.4.4. Уточненный (проверочный) расчет	294
5.4.4.1. Расчет валов на прочность и сопротивление усталости	294
5.4.4.1.1. Общие положения	294
5.4.4.1.2. Определение нагрузок, действующих на вал	295
5.4.4.1.3. Проверочный расчет вала по статической прочности	297
5.4.4.1.4. Проверочный расчет вала по усталостной прочности	298
6. Опоры валов и осей	300
6.1. Общие сведения	300
6.2. Классификация подшипников качения	300
6.3. Маркировка подшипников качения	303
6.4. Характеристики подшипников качения основных типов	305

6.4.1. Тип 0 – шариковый радиальный подшипник	306
6.4.2. Тип 1 – шариковый радиальный сферический подшипник	306
6.4.3. Тип 2 – роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами	307
6.4.4. Тип 6 – шариковый радиально-упорный подшипник	307
6.4.5. Тип 7 – роликовый конический подшипник	308
6.4.6. Тип 8 – шариковый упорный подшипник	309
6.5. Подшипники качения специального назначения	309
6.6. Материалы деталей подшипников качения	311
6.7. Зазоры в подшипниках качения	311
6.8. Основные схемы установки подшипников качения	312
6.9. Критерии работоспособности подшипников качения	315
6.10. Указания по подбору подшипников качения	315
6.10.1. Статическая грузоподъемность подшипников качения. Статическая эквивалентная нагрузка	315
6.10.1.1. Общие сведения	315
6.10.1.2. Базовая статическая грузоподъемность	317
6.10.1.3. Статическая эквивалентная нагрузка	317
6.11. Динамическая грузоподъемность подшипников качения. Динамическая эквивалентная нагрузка	318
6.11.1. Общие сведения	318
6.11.2. Базовая динамическая расчетная грузоподъемность	319
6.11.3. Динамическая эквивалентная нагрузка	321
6.12. Расчетный ресурс подшипника	321
6.13. Выбор и расчет подшипников качения	322
6.13.1. Силы, нагружающие подшипники	322
6.13.1.1. Радиальные реакции	322
6.13.1.2. Осевые реакции	323
6.13.2. Подбор подшипников	326
6.13.2.1. Расчет подшипников на статическую грузоподъемность	326
6.13.2.2. Расчет подшипников на заданный ресурс	327
6.14. Смазка и уплотнения опор на подшипниках качения	330
6.14.1. Общие сведения	330
6.14.2. Смазка подшипников качения	331
6.14.3. Уплотнения опор	333
7. Стандартизация и взаимозаменяемость	335
7.1. Основные сведения	335
7.2. Ошибки деталей и механизмов	336
7.3. Допуски и посадки	338
7.3.1. Термины и определения	338

7.3.2. Системы допусков и посадок	343
7.3.3. Посадки колец подшипников качения на вал и в корпус	351
7.4. Шероховатость поверхностей деталей	352
Литература	356
Оглавление	358

Учебное издание

ГУРИН Владимир Васильевич
ТИХОНОВ Виктор Владимирович

МЕХАНИКА

Учебник для вузов

Научный редактор
доктор технических наук,
профессор

Ан И-Кан

Редактор

И.О. Фамилия

Верстка

И.О. Фамилия

Дизайн обложки

И.О. Фамилия

Подписано к печати 00.00.2011. Формат 60×84/16. Бумага
«Снегурочка».

Печать XEROX. Усл.печ.л. 000. Уч.-изд.л. 000.

Заказ XXX. Тираж XXX экз.

Томский политехнический университет


Система менеджмента качества

Томского политехнического университета

сертифицирована

NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO
9001:2000



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.