

4. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В машиностроении под *передаточными механизмами* понимают устройства, предназначенные для передачи на расстояние *механической энергии*, причем эта передача совмещается с выполнением частных функций, к основным из которых относятся:

- передача и преобразование движения,
- изменение и регулирование скорости,
- распределение потоков мощности между различными исполнительными органами данной машины,
- пуск, останов и реверсирование движения.

Эти функции должны выполняться *в течение заданного времени с заданными точностью и производительностью*. При этом механизм должен иметь минимально возможные габариты, быть экономичным и безопасным в эксплуатации. Тип передаточного механизма выбирают в соответствии с назначением механизма, режимом и условиями его работы.

В разделе 4 изложены основы геометрического и прочностного расчетов наиболее распространенных передаточных механизмов: фрикционных, ременных, зубчатых, червячных, цепных.

4.2. ОБЩАЯ ЗАДАЧА О ПЕРЕДАЧЕ ДВИЖЕНИЯ

Задача синтеза *сопряженных* поверхностей передаточных механизмов заключается в определении поверхности S_2 , сопряженной с заданной поверхностью S_1 при известных передаточной функции звеньев 1 и 2 $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ и

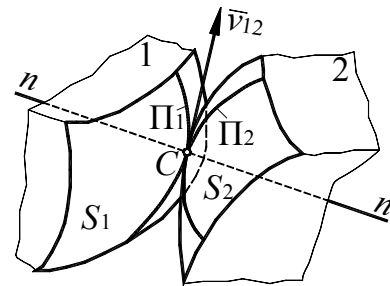


Рис. 4.2.1

функции изменения направляющего угла вектора \bar{v}_{12} от координат звена 1 (рис. 4.2.1). При взаимодействии сопряженных твердых звеньев не может быть внедрения одной поверхности в другую, либо размыкания кинематической пары. Для удовлетворения этого требования вектор скорости относительного движения в любой точке контакта поверхностей \bar{v}_{12} должен находиться в плоскости, касательной к обеим сопряженным поверхностям в этой точке.

Если поверхности S_1 и S_2 (рис. 4.2.1) рассечь плоскостью, проходящей через вектор \bar{v}_{12} и общую нормаль nn , то в сечении получим контакт кривых Π_1 и Π_2 , принадлежащих этим поверхностям и лежащих в

одной плоскости. Эти кривые в дальнейшем будем называть *профильными*, или *профилями*. Они образуют кинематическую пару 4-го класса, звенья которой Π_1 , Π_2 , в зависимости от характера движения поверхностей S_1 и S_2 , совершают вращательное или поступательное движения.

Рассмотрим связь между угловыми скоростями двух звеньев, образующих высшую кинематическую пару (рис. 4.2.2). Пусть профиль Π_1 вращается с угловой скоростью ω_1 вокруг неподвижного центра O_1 и сообщает профилю Π_2 угловую скорость ω_2 вокруг неподвижного центра O_2 .

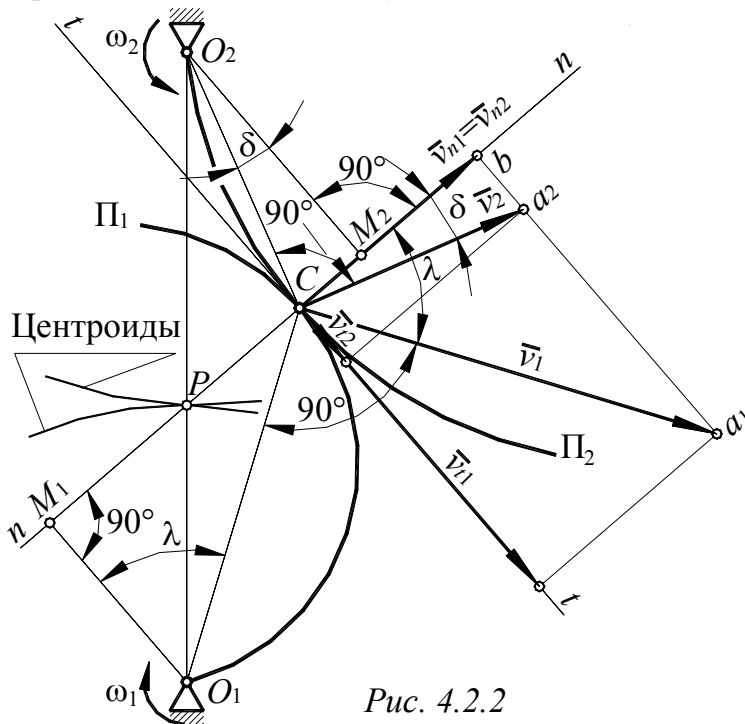
Проведем через точку C касания профилей общую к ним нормаль nn и общую касательную tt . Обозначим соприкасающиеся в точке C точки, принадлежащие профилям Π_1 и Π_2 , соответственно C_1 и C_2 . Векторы скоростей этих точек \bar{v}_1 и \bar{v}_2 перпендикулярны радиусам O_1C и O_2C . Спроектируем векторы \bar{v}_1 и \bar{v}_2 на нормаль nn и касательную tt . Кроме того, из центров вращения звеньев O_1 и O_2 опустим на нормаль nn перпендикуляры O_1M_1 и O_2M_2 .

Учитывая, что в рассматриваемом случае профили Π_1 и Π_2 вращаются в противоположные стороны, и, считая угловую скорость ω_1 положительной, а ω_2 – отрицательной, получим:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= \frac{v_1}{O_1C_1} = \frac{v_1}{O_1C} \\ \omega_2 &= -\frac{v_2}{O_2C_2} = -\frac{v_2}{O_2C} \end{aligned} \right\} \quad (4.2.1)$$

Из подобия треугольников O_1M_1C и Cba_1 , а также O_2M_2C и Cba_2 , у которых стороны взаимно перпендикулярны, находим:

$$\frac{v_{n1}}{O_1M_1} = \frac{v_1}{O_1C} \quad \text{и} \quad \frac{v_{n1}}{O_2M_2} = \frac{v_2}{O_2C},$$



откуда, учитывая (4.2.1), получаем:

$$v_{n1} = \omega_1 \cdot O_1M_1 \text{ и } v_{n2} = -\omega_2 \cdot O_2M_2.$$

Если $v_{n1} \neq v_{n2}$, то профиль Π_1 либо должен проникнуть в профиль Π_2 (при $v_{n1} > v_{n2}$), либо отстать от него (при $v_{n1} < v_{n2}$). И то и другое исключено, поэтому должно выполняться условия:

$$v_{n1} = v_{n2}$$

и

$$\omega_1 \cdot O_1M_1 = -\omega_2 \cdot O_2M_2,$$

откуда:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O_2M_2}{O_1M_1}.$$

Из рис. 4.2.2 видно, что равенство проекций скоростей \bar{v}_1 и \bar{v}_2 на касательную tt (v_{t1} и v_{t2}) возможно только в одном положении, когда точка C контакта профилей совпадает с точкой P пересечения нормали nn и линии центров O_1O_2 , то есть при $\bar{v}_1 = \bar{v}_2$. Во всех остальных положениях $v_{t1} \neq v_{t2}$ и разность между скоростями точек C_1 и C_2 в направлении касательной tt , то есть скорость относительного скольжения, будет тем больше, чем дальше точка контакта удаляется от точки P .

Из подобия треугольников O_1M_1P и O_2M_2P получим:

$$\frac{O_2M_2}{O_1M_2} = \frac{O_2P}{O_1P}.$$

Следовательно,

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O_2P}{O_1P}. \quad (4.2.2)$$

Соотношение (4.2.2) выражает *основной закон зацепления*:

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

Основной закон зацепления часто называют *основной теоремой зацепления*.

Деление межцентрового расстояния может быть *внутренним* (как в рассмотренном случае) или *внешним*, когда точка P располагается за пределами отрезка O_1O_2 , при этом угловые скорости ω_1 и ω_2 имеют одинаковое направление. Поэтому в общем случае передаточное отношение определяется формулой:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mp \frac{O_2P}{O_1P}. \quad (4.2.3)$$

Точка P пересечения нормали nn и линии центров O_1O_2 является *мгновенным центром* относительного вращения звеньев и называется *полюсом зацепления*.

Геометрические места мгновенных центров вращения P , связанные с плоскостями профилей Π_1 и Π_2 , образуют *центроиды*.

Основным законом зацепления определяются геометрические условия построения *сопряженных профилей*, у которых *общая нормаль к профилям при их любом положении проходит через неизменно расположенный полюс зацепления P* . При *постоянном* передаточном отношении ($i_{12}=\text{const}$), полюс зацепления P не должен менять своего положения на линии центров O_1O_2 . Центроидами относительного движения звеньев в этом случае являются окружности радиусов $r_{\omega_1}=O_1P$ и $r_{\omega_2}=O_2P$.

При $i_{12} \neq \text{const}$ соотношение между радиус-векторами точки касания центроид O_1P и O_2P , а, следовательно, и положение полюса P определяются заданной функцией $i_{12} = f(\varphi_1)$, где φ_1 – угол поворота ведущего звена. Центроиды в этом случае представляют собой кривые, отличные от окружностей.

Находящиеся в зацеплении профили являются *взаимоогibaющими* кривыми. В любой рассматриваемый момент времени общая нормаль к *взаимоогibaющим* кривым в точке их касания проходит через соответствующий этому моменту *мгновенный центр* относительного вращения.

4.3. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В группу *фрикционных* передач входят:

а) передачи *фрикционные* – с непосредственным контактом звеньев (катков или комбинации катков и дисков);

б) передачи *трением с гибкой связью* (ременные, канатные, со стальными лентами).

Во фрикционных передачах вращение передается силами трения F_T , создаваемыми в зоне контакта двух соприкасающихся звеньев высшей пары в результате постоянного прижатия звеньев с силой F_n . Для надежной работы фрикционных передач требуется соблюдение условия:

$$F_T \geq F_t, \quad (4.3.1)$$

где F_t – окружное усилие, необходимое для создания крутящего момента T_2 на ведомом валу.

$$F_T = fF_n \quad (4.3.2)$$

Из-за *относительного проскальзывания* звеньев в высшей паре отношение угловых скоростей вращающихся звеньев фрикционной пары не является постоянной величиной.

4.3.2. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ЖЕСТКИМИ РАБОЧИМИ ТЕЛАМИ (ФРИКЦИОННЫМИ КАТКАМИ)

4.3.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Передачи с *фрикционными катками* применяют:

- а) для передачи движения между валами, оси которых параллельны или пересекаются;
- б) для преобразования вращательного движения в винтовое;
- в) для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот.

Достоинства фрикционных передач:

- а) простота конструкции;
- б) равномерность передачи движения и бесшумность работы, вследствие чего их применяют при высоких числах оборотов;
- в) возможность осуществления передач с регулированием передаточного отношения в процессе работы.

К *недостаткам* фрикционных передач относится:

- а) повышенный и неравномерный износ рабочих тел;
- б) большие давления на опоры и, вследствие этого, большие потери на трение в опорах;
- в) сравнительно низкий КПД ($\eta=0,80-0,92$);
- г) наличие проскальзывания делает невозможным применение этих передач в механизмах, где недопустимо колебание передаточного числа.

Наибольшее распространение фрикционные передачи получили в механизмах для бесступенчатого изменения передаточного числа, имеющих в своей основе фрикционную передачу.

4.3.2.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Рассмотрим фрикционную передачу с параллельными валами (рис. 4.3.1), где передача крутящего момента осуществляется при помощи гладких цилиндрических катков.

В кинематической схеме передачи обозначим:

d_1 – диаметр ведущего катка;

n_1 – частота вращения ведущего катка;

T_1 – передаваемый крутящий момент ведущего вала;

v_1 – окружная скорость ведущего катка.

d_2 – диаметр ведомого катка;

n_2 – частота вращения ведомого катка;
 T_2 – момент сопротивления на ведомом катке;
 v_2 – окружная скорость ведомого катка.

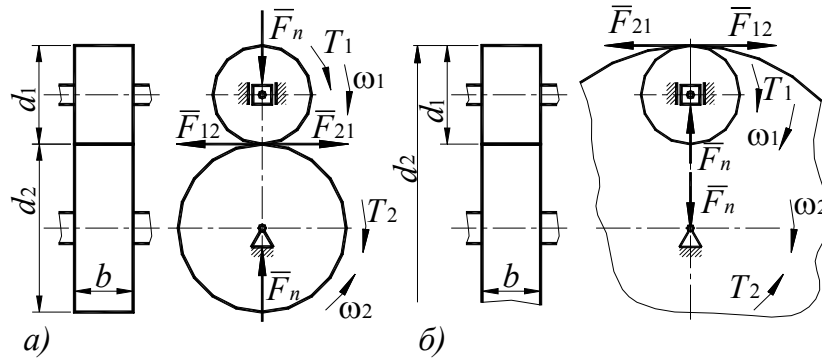


Рис. 4.3.1

Предположим, что относительное проскальзывание между катками отсутствует; тогда окружные скорости катков должны быть одинаковыми, т.е. $v_1=v_2$.

Тогда, исходя из принятых обозначений, получим:

$$v_1 = v_2 = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60},$$

откуда:

$$d_1 n_1 = d_2 n_2 = d_1 \omega_1 = d_2 \omega_2.$$

Из последнего равенства находим:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{d_2}{d_1} = i_{12}, \tag{4.3.3}$$

где знак «+» относится к внешнему касанию катков (рис. 4.3.1, а);
 знак «-» относится к внутреннему касанию катков (рис. 4.3.1, б).

Полученное отношение i называют *передаточным отношением*.

Во многих расчетах, когда нет необходимости определять направление вращения звеньев, используют понятие «*передаточное число*» - u .

Передаточным числом называется отношение $\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right|$ при режиме *редуцирования*, т.е. при $\omega_1 \geq \omega_2$.

Тогда:

$$u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} \tag{4.3.4}$$

У фрикционных передач, как у всех передач трением, окружные скорости рабочих поверхностей вследствие проскальзывания сопряжен-

ных катков не равны. Связь между окружными скоростями ведущего v_1 и ведомого v_2 катков выражается формулами:

$$v_2 = (1 - \xi)v_1 \quad (4.3.5)$$

или:

$$d_2 n_2 = (1 - \xi)d_1 n_1, \quad (4.3.6)$$

где $\xi = 1 - \frac{v_2}{v_1}$ – относительное скольжение.

Скольжение приводит к уменьшению угловой скорости ведомого вала и делится на *упругое* и *геометрическое*.

Упругое скольжение возникает в результате упругой деформации материала рабочих поверхностей катков (рис. 4.3.2). Поверхностные слои материала ведущего катка, нагруженного движущим моментом T_1 , под действием силы трения, по мере приближения к точке контакта p сжимаются, а проходя эту точку растягиваются.

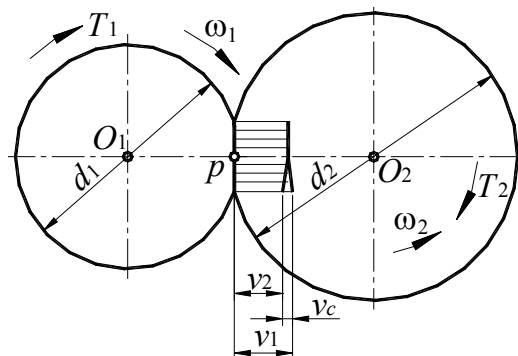


Рис. 4.3.2

Поверхностные слои материала ведомого катка под влиянием реактивного момента T_2 получают противоположные деформации.

Для уменьшения упругого скольжения необходимо применять материалы с большими модулями упругости. Величина упругого скольжения ξ не велика, она не превышает для стали и чугуна 0,002-0,005; для текстолита 0,01; для резины 0,03. При обильной смазке передач $\xi \approx 0,05$.

Геометрическое скольжение объясняется разностью скоростей на площадках или линиях контакта тел качения. Например, в передачах с *клиновидными катками* (рис. 4.3.3), чистое качение может быть только по линии $c-c$ касания окружностей с диаметрами d_{cp1} и d_{cp2} . В остальных точках, лежащих на линиях контакта катков, появляется *проскальзывание*. При этом величина скорости скольжения по

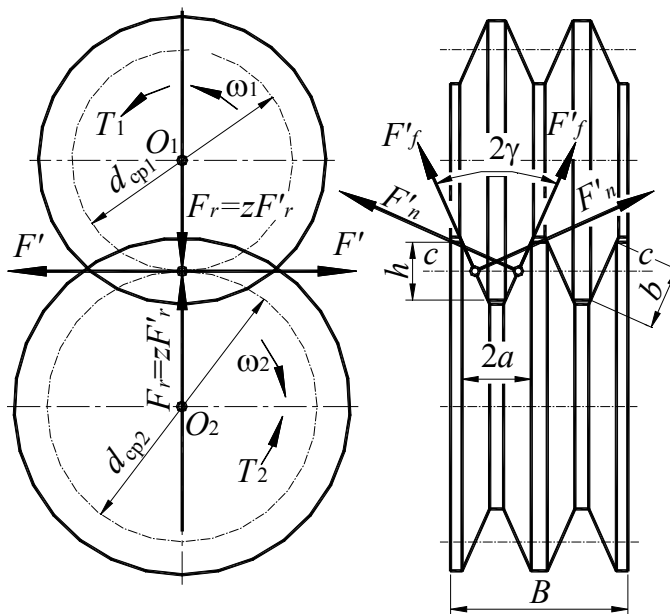


Рис. 4.3.3

длине линии контакта возрастает и достигает наибольшего значения в точках, лежащих на расстояниях $\frac{h}{2}$ от точек, имеющих равные скорости.

Кроме рассмотренных видов скольжения, в фрикционных передачах может происходить *буксование* – проскальзывание, вызванное *перегрузкой* передачи. Буксование приводит к интенсивному местному износу рабочей поверхности ведомого катка и поэтому для фрикционных передач недопустимо. Иногда это явление используют в противоперегрузочных устройствах.

В передачах с *коническими* катками передаточное отношение выражается через углы конусов δ_1 и δ_2 (рис. 4.3.4) и без учета скольжения для случая *внешнего* касания конусов будет равно:

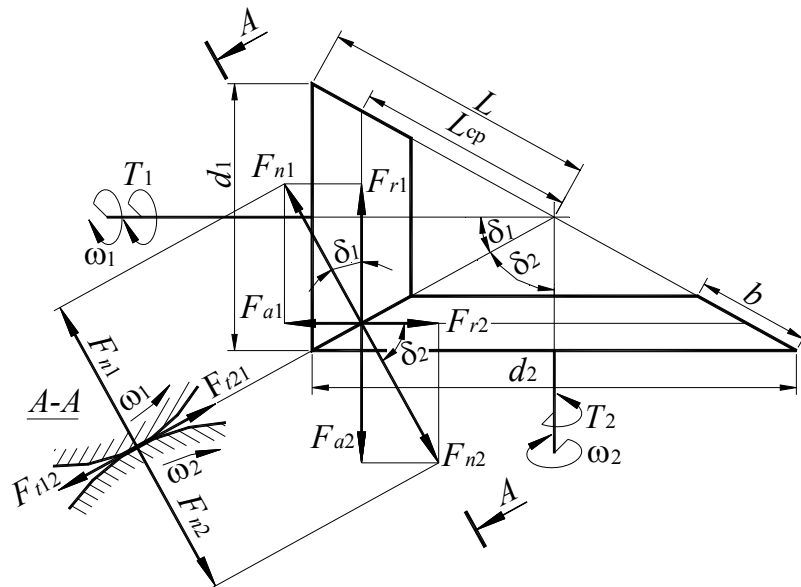


Рис. 4.3.4

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_2}{d_1} = -\operatorname{tg} \delta_2 = -\operatorname{ctg} \delta_1. \quad (4.3.7)$$

4.3.2.3. СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ

На основании уравнений (4.3.1) и (4.3.2) определим минимально допускаемое усилие прижатия катков *цилиндрической* фрикционной передачи:

$$F_n \geq \frac{F_t}{f}. \quad (4.3.8)$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \approx \frac{2T_2}{d_2} \quad (4.3.9)$$

В цилиндрических передачах с *клиновидным профилем* (рис. 4.3.3) каждая боковая сторона выступа передает часть общего окружного усилия:

$$F'_t \leq \frac{F_t}{2z} = \frac{F_n}{2zf},$$

где z – число выступов (рекомендуется принимать $z \leq 5$),

F' – сила трения, развиваемая на одной стороне выступа.

По аналогии с взаимодействием сил в клинчатом ползуне общее усилие прижатия катков:

$$F_r \geq \frac{F_t}{f'}, \quad (4.3.10)$$

где f' - приведенный коэффициент трения в клинчатом ползуне.

$$f' = \frac{f}{\sin \gamma}, \quad (4.3.11)$$

где 2γ – угол клинчатого выступа. Обычно принимают $2\gamma=(24-30)^\circ$; тогда для стальных катков $f'=(3,8-5,4)$.

F_t определяется по формуле (4.3.9).

В *конических* фрикционных передачах (рис. 4.3.4) в результате прижатия катков на линии контакта возникает нормальная сила F_n :

$$F_n = F_{n1} = F_{n2} \geq \frac{F_t}{f}, \quad (4.3.12)$$

где $F_t = F_{t12} \approx F_{t21}$.

F_t определяется по формуле (4.3.9).

Раскладывая силы F_{n1} и F_{n2} получим их составляющие:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_n \sin \delta_1 = F_n \cos \delta_2, \quad (4.3.13)$$

$$F_{a2} = F_{r1} = F_n \sin \delta_2 = F_n \cos \delta_1. \quad (4.3.14)$$

F_{a1} и F_{a2} – силы, параллельные геометрическим осям валов, которые необходимо приложить к ведущему и ведомому каткам для передачи нагрузки.

Так как при $i_{12} > 1$ $F_{a1} < F_{a2}$, то прижатие катков обеспечивают приложением осевой силой к меньшему катку. Положение большего катка в осевом направлении фиксировано. В простейшем случае усилие прижатия катков создается пружиной, которая упирается в подвижную опору ведущего вала (рис. 4.3.1). Это устройство применяют при *малых* нагрузках, а также в приборах или передачах, работающих с *постоянными* нагрузками. При действии переменных нагрузок применяют автоматические нажимные устройства.

4.3.2.4. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ

В зоне контакта сопряженных фрикционных катков возникают контактные напряжения σ_H , величина которых определяется, по формулам для определения контактных напряжений, приведенными в разделе 2.5.

Так как при работе передачи зона контакта непрерывно перемещается по рабочим поверхностям, то поверхностные слои материала кат-

ков испытывают многократно повторяющиеся переменные напряжения и подвержены усталостному выкрашиванию, нагреву и износу.

Как показывает опыт, основными критериями работоспособности фрикционных передач являются:

- для передач с металлическими катками, работающих со смазкой, – усталостное выкрашивание;
- для передач с металлическими катками, работающих без смазки – нагрев;
- для передач, у которых один из катков имеет неметаллическую рабочую поверхность – износ.

Фрикционные передачи с *металлическими* рабочими поверхностями катков рассчитывают по *контактным* напряжениям (см. раздел 2.5).

При начальном *линейном* контакте условие прочности (2.6.5) принимает вид:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{\text{пр}}}{b \rho_{\text{пр}}}} = 0,836 \sqrt{\frac{F_n}{b} \frac{d_2 \pm d_1}{d_1 d_2} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}} \leq \sigma_{H\text{пр}} \quad (4.3.15)$$

где знак «+» относится к внешнему касанию катков;

знак «-» относится к внутреннему касанию катков.

С учетом формул (4.3.4), (4.3.8) и (4.3.9) формулу (4.3.15) можно преобразовать к виду:

$$\sigma_H = 1,182 \sqrt{\frac{T_2}{d_{\text{ср1}}^2 f b} \frac{u \pm 1}{u^2} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}} \leq \sigma_{H\text{пр}}, \quad (4.3.16)$$

где b – расчетная ширина катков.

Из формулы (4.3.16) проверочного расчета можно получить формулы для *проектного* расчета фрикционной передачи с *цилиндрическими* катками.

$$d_1 \geq \frac{1,182}{\sigma_H} \sqrt{\frac{T_2}{f b} \frac{u \pm 1}{u^2} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}}, \quad (4.3.17)$$

$$a \geq \frac{0,591}{\sigma_H} \sqrt{\frac{T_2}{f b} \frac{(u \pm 1)^3}{u^2} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}}, \quad (4.3.18)$$

где a – межосевое расстояние.

Формулы для *проектного* расчета фрикционной передачи с *коническими* катками получим из формулы (4.3.16), введя обозначение (рис. 4.3.4):

$$b = \psi_{bL} L. \quad (4.3.19)$$

$$d_{\text{ср1}} = L_{\text{ср}} \sin \delta_1. \quad (4.3.20)$$

Тогда:

$$L_{cp} \geq 1,119 \sqrt[3]{\frac{T_2}{\sigma_H^2 f \psi_{bL} \sin^2 \delta_1} \frac{u \pm 1}{u^2} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}} \quad (4.3.21)$$

Силы F_{a1} и F_{a2} (рис. 4.3.4), которые необходимо приложить к ведущему и ведомому каткам для сжатия катков, определяются по уравнениям (4.3.13) и (4.3.14).

Передачи с *неметаллическими* рабочими поверхностями рассчитывают по условной удельной нагрузке q , т.е. по нагрузке, приходящейся на единицу длины контактных линий:

$$q = \frac{F_n}{b} \leq q_p. \quad (4.3.22)$$

Подставив (4.3.8) и (4.3.9) в (4.3.22), после преобразований получим формулы для *проектного* расчета фрикционной передачи с *цилиндрическими* катками с *неметаллическими* рабочими поверхностями:

$$d_1 \geq 1,41 \sqrt{\frac{T_2}{q_p u f \psi_{bd}}}, \quad (4.3.23)$$

$$a \geq 0,707 \sqrt{\frac{T_2}{q_p f \psi_{bd}} \frac{(u \pm 1)^2}{u}}, \quad (4.3.24)$$

где $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$.

При определении ширины катков следует учитывать предельное течение величины b , исходя из зависимости:

$$b_{max} \leq d_1,$$

где d_1 – диаметр меньшего ведущего катка.

Значения коэффициента трения f для фрикционных передач следует принимать, исходя из данных табл. 4.3.1.

Таблица 4.3.1

Материалы рабочих поверхностей и условий смазки	Значения f
Сталь–сталь со смазкой	0,05
Сталь–сталь (чугун) без смазки	0,15-0,20
Сталь–текстолит (фибра) без смазки	0,2-0,25
Сталь (чугун)–кожа без смазки	0,2-0,35
Сталь–феродо без смазки	0,3-0,35
Сталь (чугун)–резина без смазки	0,35-0,45
Сталь (чугун)–дерево без смазки	0,35-0,50

4.3.3. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.3.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Фрикционные передачи с гибкими промежуточными звеньями (ремнями) называют *ременными*.

Ременные передачи могут быть между:

- параллельными валами (рис. 4.3.5, а);
- перекрестными валами (рис. 4.3.5, б);
- полуперекрестными валами (рис. 4.3.5, в, г).

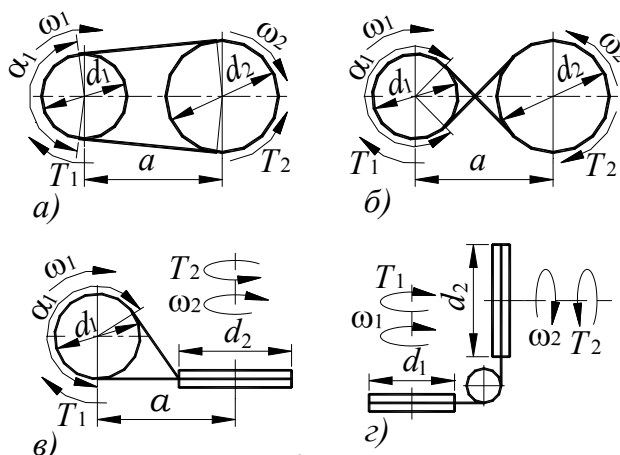


Рис. 4.3.5

Передача с параллельными валами, показанная на рис. 4.3.5, а, называется *открытой*. Открытая передача наиболее востребована, передачи других типов применяют значительно реже.

По типу ремней передачи делят на плоскоременные (рис. 4.3.6, а, б), клиноременные (рис. 4.3.6, в), поликлиновые (рис. 4.3.6, г), круглоременные (рис. 4.3.6, д), вариаторные широким ремнем (рис. 4.3.6, е).

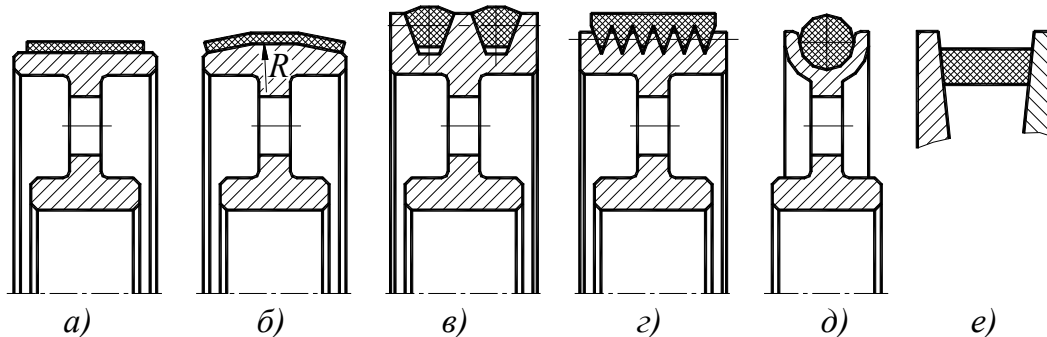


Рис. 4.3.6

Особой разновидностью являются *зубчато-ременные* передачи, относящиеся к передачам *зацеплением*. В данном курсе они не рассматриваются.

Приводные ремни должны иметь малую остаточную вытяжку; высокую статическую и усталостную прочность при работе с большими скоростями и на шкивах малого диаметра; высокий коэффициент трения; стойкость в отношении воздействия щелочей, кислот, минеральных масел.

Для *плоскоременных* передач применяют ремни трех видов:

- общего назначения,
- морозостойкие,
- антистатические.

Ремни общего назначения и антистатические ремни должны быть работоспособны в интервале температур окружающего воздуха от -25°C до $+60^{\circ}\text{C}$; морозостойкие ремни – от -45°C до $+60^{\circ}\text{C}$.

Ремни состоят из тканевого каркаса и имеют резиновые прослойки между прокладками. Морозостойкие и антистатические ремни изготавливают с наружными резиновыми обкладками.

Резинотканевые ремни изготавливают конечными. Допускается изготавливать ремни бесконечными, при этом размеры ремней устанавливаются по согласованию изготовителя с потребителем.

Плоские *полиамидные* ремни могут работать в широком диапазоне скоростей и нагрузок, хорошо воспринимать перегрузки. Их недостатком является пониженное сцепление с металлическими шкивами. Для повышения сцепления используют полиамидные ремни с прорезиненными обкладками.

Бесконечные *клиновидные* резинотканевые приводные ремни изготавливают *кордтканевыми* и *кордшнуровыми* (рис. 4.3.7).

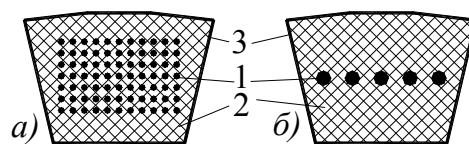


Рис. 4.3.7

Несущим элементом ремня являются кордткань 1 (рис. 4.3.7, а) или кордшнур 1 (рис. 4.3.7, б), которые помещены в резиновый наполнитель 2 и защитную обертку 3.

При малых диаметрах шкивов, а также при высоких скоростях следует применять кордшнуровые ремни, при сравнительно больших диаметрах шкивов – кордтканевые.

В соответствии с ГОСТ 1284-68 выпускают ремни семи сечений, которые в порядке возрастания размеров обозначаются буквами латинского (русского) алфавита *A* (А), *B* (Б), *C* (В), *D* (Г), *E* (Д), *Z* (О), *EO* (Е). Так как в процессе работы передачи происходит *вытяжка* ремней, то при конструировании ременной передачи следует предусмотреть *натяжное устройство*.

На рис. 4.3.8 приведены схемы наиболее употребительных натяжных устройств с *передвижным валом* (рис. 4.3.8, а), с *оттяжным валом* (рис. 4.3.8, б), с *качающимся валом* (рис. 4.3.8, в), с *натяжным роликом* (рис. 4.3.8, г).

При конструировании натяжных устройств следует учитывать, что вытяжка ремней в процессе работы

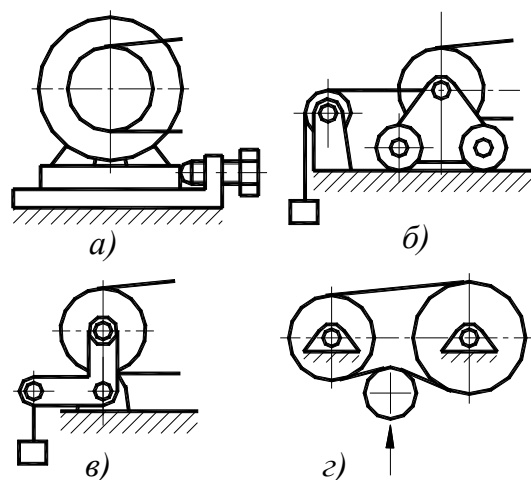


Рис. 4.3.8

может доходить до 5% их первоначальной длины и поэтому натяжное устройство должно обеспечивать изменение межосевого расстояния в пределах от $-0,03a$ до $+0,06a$, где a – номинальное значение межосевого расстояния.

4.3.3.2. ГЕОМЕТРИЯ ПЕРЕДАЧИ

Ременные передачи рассчитывают по углу обхвата ремнем меньшего шкива α_1 (рис. 4.3.9):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma.$$

Из рис. 4.3.9 очевидно, что:

$$O_2C = \frac{d_2 - d_1}{2},$$

$$\gamma \approx \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

Переводя значение угла γ в градусы, получим:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma \approx 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57,3^\circ \quad (4.3.25)$$

С уменьшением углов обхвата снижается надежность сцепления ремня со шкивами. Поэтому рекомендуется принимать:

для плоскоремennых передач $\alpha_1 \geq 150^\circ$,

для клиноремennых передач $\alpha_1 \geq 90^\circ$.

Длина ремня без припуска на сшивку концов равна сумме прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (4.3.26)$$

4.3.3.3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

В ременных передачах нагрузка передается только за счет удельных сил трения ΔF , которые возникают на поверхностях обхвата шкивов натянутым ремнем (рис. 4.3.9).

В состоянии покоя ремень (рис. 4.3.9) испытывает по всей длине одинаковое натяжение F_0 , называемое *предварительным* натяжением, и соответственно получает *начальное относительное удлинение* ε_0 :

$$\varepsilon_0 = \frac{F_0}{EA}.$$

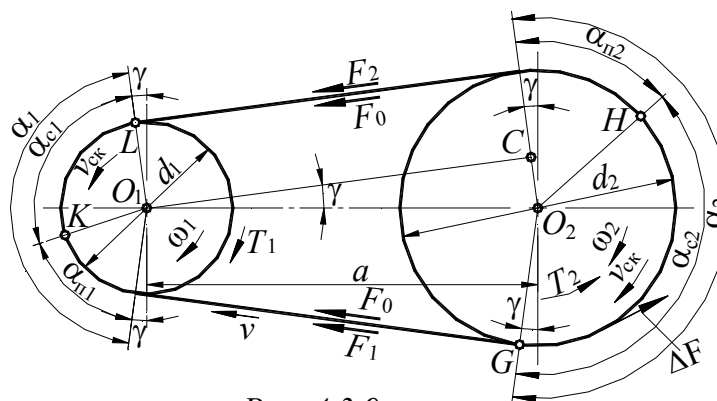


Рис. 4.3.9

При холостом ходе натяжение и относительная деформация ремня практически не изменяются. Поэтому можно считать, что при холостом ходе скорость ремня v и окружные скорости обоих шкивов равны:

$$v = v_1 = v_2.$$

При работе передачи с нагрузкой, для преодоления момента сопротивления T_2 , возникающего на ведомом шкиве, натяжение *ведущей* ветви должно *увеличиться* до $F_1 > F_0$, а *ведомой* ветви – *уменьшается* до $F_2 < F_0$.

Из условия равновесия сил, действующих на ведомый шкив, имеем:

$$T_2 = \frac{(F_1 - F_2)d_2}{2} \quad (4.3.27)$$

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (4.3.28)$$

Так как крутящий момент равен:

$$T_2 = \frac{F_t d_2}{2},$$

то поэтому разность натяжений ведущей и ведомой ветвей можно выразить через окружное усилие F_t .

Изменение натяжений ветвей ремня в передаче, работающей с нагрузкой, приводит к соответствующему увеличению относительной деформации ведущей ветви от ε_0 до ε_1 и к уменьшению относительной деформации ведомой ветви от ε_0 до ε_2 :

$$\varepsilon_1 = \frac{F_1}{EA} = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_1, \quad (4.3.29)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{F_2}{EA} = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_2.$$

Как следует из формулы (4.3.26), длина ремня не зависит от нагрузки. Следовательно, изменение относительных деформаций ведущей $\Delta\varepsilon_1$ и ведомой $\Delta\varepsilon_2$ ветвей равны. Сложив почленно равенства (4.3.29) и учитывая, что $\varepsilon_0 = \frac{F_0}{EA}$, получим:

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (4.3.30)$$

Так как ремень имеет замкнутый контур, то изменение относительных деформаций его обеих ветвей возможно только в том случае, если при работе передачи ремень будет проскальзывать по шкивам.

Действительно, как показывают опыты, на некоторой дуге GH обхвата ведомого шкива (рис. 4.3.9) ремень постепенно удлиняется. При этом отдельные сечения ремня начинают перемещаться со скоростью, превышающей линейную скорость шкива ($v + v_{ск} > v_2$).

Одновременно с этим на дуге KL обхвата ведущего шкива ремень укорачивается и начинает скользить по ободу в направлении, обратном вращению шкива, т.е. в пределах дуги KL линейная скорость ремня оказывается меньше линейной скорости ведущего шкива ($v - v_{ск} < v_1$).

Такое скольжение, обусловленное *упругими* свойствами материала ремней, называют *упругим скольжением* и оно неизбежно для ременных передач.

Дуги GH и KL называют *дугами скольжения*, а соответствующие им углы α_{c2} и α_{c1} называют *углами скольжения*.

Таким образом, *полные углы обхвата шкивов* α_1 и α_2 делятся на:

- *углы скольжения* α_{c1} и α_{c2} ;

- *углы покоя* $\alpha_{п1}$ и $\alpha_{п2}$,

т.е.:

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_{п}.$$

На обоих шкивах дуги покоя находятся со стороны *набегающей* ветви.

В состоянии покоя и при холостом ходе:

$$\alpha_c = 0.$$

При работе передач *с нагрузкой*:

$$\alpha_c > 0,$$

$$F_1 > F_0,$$

$$F_2 < F_0,$$

$$\alpha = \alpha_{п} + \alpha_c.$$

По мере увеличения нагрузки углы скольжения возрастают при соответствующем уменьшении углов покоя. В пределе, когда углы скольжения становятся равными углам обхвата ($\alpha_c = \alpha$), наступает полное скольжение ремня по шкивам, которое называют *буксованием*. Буксование ремня начинается на том шкиве, на котором угол обхвата меньше. Поэтому ременные передачи и рассчитывают по меньшему углу обхвата α_{\min} .

При буксовании полезная нагрузка передаваться не может. Поэтому работоспособность ременных передач зависит от надежности сцепления ремня со шкивами, которую называют *тяговой способностью ремней*.

4.3.3.4. НАТЯЖЕНИЕ ВЕТВЕЙ РЕМНЯ

Из уравнений (4.3.28) и (4.3.30) получаем:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2}, \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2}. \end{aligned} \tag{4.3.31}$$

Для определения натяжений ветвей ремня в ременных передачах можно использовать *формулу Эйлера*, рассмотренную в курсе по сопротивлению материалов:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha_p} \quad (4.3.32)$$

где α_p – расчетный угол обхвата в радианах;

f – коэффициент трения скольжения пары «ремень-шкив».

Если принять $\alpha_p = \alpha$, то формула (4.3.32) даст отношение предельных значений F_1 и F_2 на *границе буксования*.

При $\alpha_p = \alpha_c$ получим отношение F_1 и F_2 , соответствующее *рабочему режиму* передачи.

При набегании ремня на шкивы на каждый элемент его массы dm в пределах угла обхвата α действует центробежная сила dF_v . Поэтому ветви ремня испытывают также натяжение F_v от воздействия *центробежных* сил:

$$F_v = \frac{q}{g} v^2 \quad (4.3.33)$$

где q – вес ремня длиной в 1 м;

g – ускорение свободного падения.

Полные натяжения ведущей F_1' и ведомой F_2' ветвей:

$$F_1' = F_1 + F_v, \quad (4.3.34)$$

$$F_2' = F_2 + F_v. \quad (4.3.35)$$

Воздействия центробежных сил особенно сказываются при скоростях свыше 10 м/с. Их величина зависят так же от способа натяжения и вида передачи, что учитывают с помощью коэффициента χ .

4.3.3.5. НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЯХ

Если натяжения F_0 , F_1 , F_2 и окружное усилие F_t разделить на площадь поперечного сечения ремня, то получим:

напряжения от *начальных натяжений*:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}, \quad (4.3.36)$$

полезные напряжения от *окружного усилия*:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \sigma_1 - \sigma_2, \quad (4.3.37)$$

напряжения в *ведущей* ветви:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2}, \quad (4.3.38)$$

напряжения в *ведомой* ветви:

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \sigma_0 - \frac{\sigma_t}{2}, \quad (4.3.38)$$

напряжения от *центробежных* сил:

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{\rho}{g} v^2, \quad (4.3.39)$$

где ρ – плотность ремня.

Кроме того, на дугах обхвата в ремне возникают напряжения изгиба:

$$\sigma_F = \frac{E\delta}{d}, \quad (4.3.40)$$

где δ – толщина ремня,

d – диаметр шкива.

Так как модуль упругости E для материала ремней имеет неопределенное значение, то формула (4.3.40) не позволяет найти точную величину напряжений изгиба. Однако она показывает, что σ_F уменьшается с уменьшением толщины ремня и с увеличением диаметров шкивов. Но так как с увеличением d_1 и d_2

возрастают габариты передач, то следует по возможности применять более тонкие ремни, если даже для сохранения требуемой площади поперечного сечения потребуется некоторое увеличение ширины ремней.

На рис. 4.3.10 изображена

диаграмма распределения напряжений по длине работающего ремня. Максимальные напряжения возникают в точке a набегания ведущей ветви ремня на ведущий шкив:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_F \quad (4.3.41)$$

Так как через точку a последовательно проходят все сечения, то при работе передачи ремни испытывают многократно повторяющиеся переменные напряжения. Поэтому ремни подвержены *усталостному* разрушению.

4.3.3.6. КИНЕМАТИКА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

При нормальных нагрузках упругое скольжение ремня ξ менее 0,02 и в *приближенных* расчетах его можно не учитывать. Поэтому для ременных передач передаточное число обычно вычисляют по формуле:

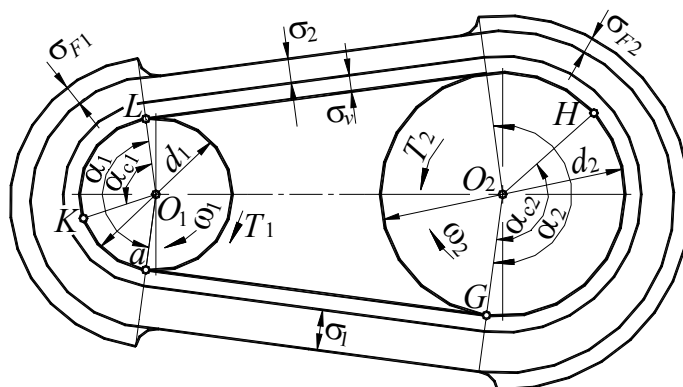


Рис. 4.3.10

$$u \approx \frac{d_2}{d_1} \quad (4.3.42)$$

При *уточненных* расчетах следует воспользоваться формулой (4.3.6).

Тогда:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}. \quad (4.3.43)$$

4.3.3.7. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

Основными *критериями работоспособности* ременных передач являются *тяговая способность* и *долговечность* ремней. Кроме того, важной характеристикой качества ременной передачи служит КПД.

Следовательно, методы расчета ременных передач должны обеспечивать создание таких передач, которые при достаточно высоких КПД будут обладать требуемой долговечностью и надежным сцеплением ремней со шкивами.

В настоящее время основным методом расчета ременных передач является расчет *по тяговой способности ремней*. Расчет ремней при этом методе сводится к определению площади поперечного сечения ремня A из расчета на растяжение:

$$A \geq \frac{F_t}{\sigma_p}, \quad (4.3.44)$$

где A – площадь поперечного сечения ремня,

F_t – окружное усилие,

σ_p – допускаемые напряжения материала ремня.

Для плоских ремней:

$$A = b\delta, \quad (4.3.45)$$

где b – ширина ремня,

δ – толщина ремня.

Допускаемые напряжения и параметры ременных передач назначают таким образом, чтобы обеспечить оптимальную тяговую способность и усталостную прочность ремня:

В качестве основной характеристики тяговой способности принят коэффициент φ тяги, равный отношению окружного усилия F_t к сумме начальных натяжений обеих ветвей ремня $2F_0$ или отношению полезных и начальных напряжений:

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} \quad (4.3.46)$$

Влияние полезной нагрузки на изменение коэффициента φ тяги и относительного скольжения ξ показывают *кривые скольжения*, полученные опытным путем для различных ремней (рис. 4.3.11). При построении кривых скольжения начальное натяжение поддерживалось постоянным ($2F_0 = F_1 + F_2 = \text{const}$), а величина полезной нагрузки менялась.

Рост полезной нагрузки вызывает увеличение коэффициента тяги, но сопровождается также увеличением дуг скольжения и относительного скольжения ξ . До некоторой критической точки a относительное скольжение ξ сохраняет небольшие численные значения (1-2)% и изменяется прямо пропорционально коэффициенту тяги φ .

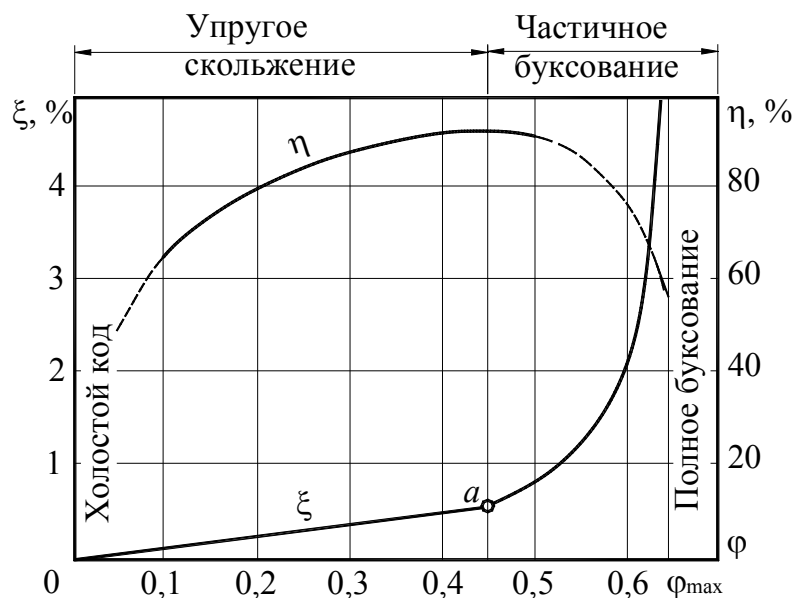


Рис. 4.3.11

При дальнейшем увеличении полезной нагрузки дуги скольжения начинают резко возрастать и может возникнуть неустойчивое сцепление ремня со шкивами. Это выражается в том, что даже незначительное увеличение полезной нагрузки способно вызвать буксование ремня. Поэтому правее точки a нарушается пропорциональность между изменениями относительного скольжения ξ и коэффициента тяги φ , и кривая скольжения круто поднимается вверх.

На графике, представленном на рис. 4.3.11 построена и зависимость КПД от коэффициента тяги φ ($\eta = f(\varphi)$), из которой очевидно, что наибольшего значения КПД достигает при значениях коэффициентов тяги φ , приблизительно равных φ_0 . В зоне частичного буксования КПД уменьшается ($\eta=0$ при $\xi=100\%$).

Характер кривых скольжения не зависит от материалов и размеров ремней, размеров передач и прочих факторов, влияющих на работоспособность ремней. Поэтому с помощью кривых скольжения устанавливают нормы тяговой способности для различных условий эксплуатации ременных передач.

Однако численные значения коэффициента тяги φ_0 и допускаемых напряжений σ_p , а также усталостная прочность ремней зависят от схемы передачи, условий эксплуатации и других факторов (см. ниже).

Из формулы (4.3.46) по критическому значению коэффициента φ_0 тяги можно определить полезные напряжения σ_{II} :

$$\sigma_{II} = 2\sigma_0\varphi_0 \quad (4.3.47)$$

Для ремней, изготовленных из различных материалов:

$$\varphi_0 = 0,4 - 0,6.$$

Допускается *кратковременная* работа ременных передач в зоне *частичного* буксования.

Способность различных ремней к *перегрузкам* характеризуется отношением:

$$\beta = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_0} \approx 1,15 - 1,50. \quad (4.3.48)$$

На тяговую способность и долговечность ремней оказывают большое влияние *начальные* напряжения σ_0 .

При малых значениях σ_0 снижается тяговая способность ремней.

При больших значениях σ_0 ремни значительно удлиняются и быстро подвергаются усталостному разрушению.

Принимают:

для плоских стандартных ремней $\sigma_0 = 1,8$ МПа,

для синтетических ремней $\sigma_0 = (3-4)$ МПа.

Тяговая способность и долговечность ремней в большой степени зависят от отношения диаметра меньшего шкива передачи d_1 к толщине ремня δ . Как установлено опытами, с увеличением $\frac{d_1}{\delta}$ при $\sigma_0 = \text{const}$ увеличивается φ_0 и уменьшается σ_F , а, следовательно, повышается долговечность ремней.

Опытным путем получена зависимость:

$$\sigma_{II} \approx a - w \frac{\delta}{d_1}, \quad (4.3.49)$$

где a и w – коэффициенты, зависящие от материала ремня и численных значений σ_0 .

Для плоских ремней установлены рекомендуемые и допускаемые отношения $\frac{d_1}{\delta}$. Например, для прорезиненных ремней рекомендуемое отношение $\frac{d_1}{\delta} = 40$, а допускаемое $\frac{d_1}{\delta} = 30$.

Для обеспечения достаточной долговечности и тяговой способности ремней фактические отношения $\frac{d_1}{\delta}$ должны быть не менее рекомендуемых, а при повышенных требованиях к компактности передач – не менее допускаемых значений.

Численные значения критического коэффициента φ_0 тяги и полезных напряжений σ_{Π} зависят также от величины угла обхвата меньшего шкива α_1 , скорости ремня v , характера нагрузки и конструкции передачи. Влияние этих факторов на величину допускаемых полезных напряжений σ_{Π} учитывают с помощью корректирующих коэффициентов, полученных также опытным путем:

$$\sigma_{\Pi} = \sigma_0 C_{\alpha} C_v C_p C_{\theta} \quad (4.3.50)$$

где σ_{Π} – полезные напряжения с учетом влияния на работоспособность ремня отношения $\frac{d_1}{\delta}$ [формула (4.3.49)];

C_{α} – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата,
 $C_{\alpha} < 1$ при $\alpha < 180^{\circ}$,

C_v – коэффициент, учитывающий влияние скорости, его вводят только для передач без автоматического регулирования натяжения ремня,
 $C_v > 1$ при $v < 10$ м/с;
 $C_v < 1$ при $v > 10$ м/с);

C_p – коэффициент режима и динамичности нагрузки,
 $C_p \leq 1$;

C_{θ} – коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня и расположение передачи,
 $C_{\theta} \leq 1$.

Указанные коэффициенты определяют по таблицам и эмпирическим формулам, приведенным в специальной литературе.

Долговечность ремня может быть оценена по числу изгибов за время работы до усталостного разрушения или, упрощенно, по числу пробегов ремня в секунду:

$$u = \frac{v}{L} \leq u_p, \quad (4.3.51)$$

где v – скорость ремня, м/с;

L – длина ремня, м;

u_p – допускаемое число пробегов ремня в секунду.

На основании опыта для плоскоремennых передач установлено:

- для обыкновенных передач $u_p = 5$;
- для передач с натяжным роликом $u_p = 3$;
- для быстроходных передач с текстильными ремнями $u_p = 20$;
- для быстроходных передач с полиамидными ремнями $u_p \leq 50$.

Чтобы фактическое число пробегов ремня не превышало допускаемых значений, для обыкновенных плоскоремennых передач рекомендуется принимать:

$$a \leq 2(d_1 + d_2). \quad (4.3.52)$$

Главной задачей *проектного* расчета плоскоремennых передач является выбор типа ремня и определение размеров его поперечного сечения. Необходимо также найти все геометрические размеры передач, спроектировать шкивы, рассчитать валы и опоры.

Основной целью *проверочного* расчета является определение допускаемой мощности для передачи, размеры и условия работы которой известны. Необходимо также проверить тяговую способность и долговечность ремня. Иногда проводят проверку прочности валов, опор и другие расчеты.

4.3.3.8. ОСОБЕННОСТИ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

В *клиноремennых* передачах энергия передается одним или несколькими клиновыми ремнями. Ремни контактируют с канавками шкивов боковыми поверхностями, а между внутренней поверхностью ремня и дном канавки шкива создают зазор Δ (рис. 4.3.12).

Сцепление клиновых ремней со шкивами определяют с помощью *приведенного коэффициента трения* f' . Для *стандартного* угла между боковыми сторонами поперечного сечения ремней α равного 40° :

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{f}{\sin 20^\circ} \approx 3f, \quad (4.3.53)$$

где f – коэффициент трения плоского ремня со шкивом.

Существует несколько методов расчета клиноремennых передач, но общепринятым является расчет по *тяговой способности ремней*.

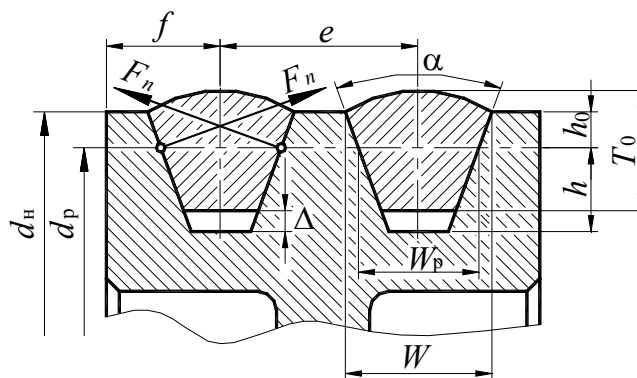


Рис. 4.3.12

В ГОСТ 1284.3-96 приведен расчет по *мощности, которая может быть передана* в заданных условиях работы одним клиновым ремнем:

$$P = P_n C_p, \quad (4.3.54)$$

где P_n – номинальная мощность, потребляемая приводом (номинальной считают нагрузку, вероятность распределения которой на стационарных режимах не превышает 80%);

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы.

Коэффициент динамичности нагрузки и режима C_p в зависимости от режима работы и типа машины принимается из интервала от 1 до 2.

Долговечность клиновых ремней резко снижается с уменьшением диаметров шкивов. Поэтому расчетный диаметр малого шкива нельзя принимать меньше тех значений, которые установлены ГОСТ 20889-88.

Клиноременные передачи, по сравнению с плоскоремennыми, имеют существенные достоинства. Большое увеличение коэффициента трения обеспечивает высокую надежность сцепления ремней со шкивами. Благодаря этому клиноременные передачи отличаются меньшим относительным скольжением, могут работать с большими нагрузками и передаточными числами при меньших начальных натяжениях ремней, давлениях на валы, углах обхвата α_{\min} и межцентровых расстояниях a .

Вместе с тем эти передачи имеют специфические недостатки. Долговечность клиновых ремней ниже, чем плоских, вследствие большой толщины и значительных боковых давлений F_n . Для равномерного натяжения всех ремней, входящих в комплект, необходимы повышенная точность изготовления ремней и шкивов, а также подбор ремней по длине L и ширине сечения W_p .

4.3.3.9. КПД РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

При работе ременных передач потери энергии вызываются скольжением и деформациями ремня, трением в опорах, а также сопротивлением воздуха движению ремня и шкивов.

Установлено, что КПД повышается с увеличением начальных натяжений F_0 , отношения $\frac{d_1}{\delta}$ и передаточного числа u до тех пор, пока сохраняется прямая пропорциональность между ξ и φ (на участке кривой скольжения $0a$ (рис. 4.3.11)). При устойчивом сцеплении ремня со шкивами для рекомендуемых значений σ_0 , $\frac{d_1}{\delta}$ и u КПД ременных передач можно принимать равным 0,95-0,96.

4.3.3.10. ДАВЛЕНИЯ НА ВАЛЫ

Давления на валы в ременных передачах определяют исходя из следующего:

- сумма натяжений обеих ветвей ремня в ненагруженной и работающей передаче не изменяется, т.к.:

$$2F_0 = F_1 + F_2;$$

- провисание ремня существенно не нагружает валы;

- натяжения от центробежных сил взаимно уравниваются в ремне и даже способствуют разгрузке валов.

Поэтому давления F_r на валы (рис. 4.3.13) можно вычислять по формуле:

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos\beta} \approx 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2} \approx 2\sigma_0 b \delta \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (4.3.55)$$

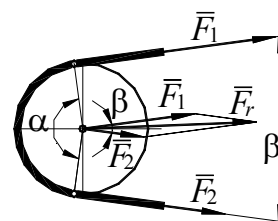


Рис. 4.3.13

4.3.3.11 ШКИВЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Шкивы бывают:

- точеными – при малых диаметрах;
- литыми (из серого чугуна, стального литья, алюминиевых или магниевых сплавов);
- штампованными;
- сварными;
- пластмассовыми.

Шкив (рис. 4.3.14) состоит из обода 1 и ступицы 2, которые соединяют диском 3 или спицами.

Наиболее распространены чугунные литые шкивы. При $d \leq 280$ мм литые шкивы делают с дисками, а при $d > 280$ мм – со спицами.

Расчетные значения диаметров шкивов округляют по ГОСТ 17383-73. Рекомендуется диаметр меньшего шкива округлять в большую сторону, а диаметр большего шкива – наоборот. При необходимости выдержать точное значение передаточного отношения диаметры шкивов со стандартом не согласовывают.

В *плоскоремennых* передачах обод одного шкива (лучше – меньшего) делают выпуклым (рис. 4.3.14, б). Эта конструкция уменьшает опасность сбегания ремня в направлении образующих рабочей поверхности шкива. Выпуклость и ширину шкивов принимают по стандарту в зависимости от ширины ремня b . На поверхности обода шкивов, работаю-

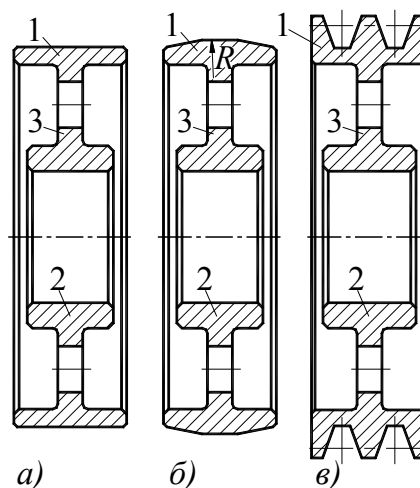


Рис. 4.3.14

щих с окружной скоростью свыше 40 м/с, должны быть проточены кольцевые канавки, облегчающие выход воздуха из-под ремня.

Шкивы в зависимости от окружной скорости должны изготавливаться из материалов, обеспечивающих их работу в условиях эксплуатации.

Каждый шкив при работе его со скоростью свыше 5 м/с должен быть статически отбалансирован.

Форма обода в поперечном сечении шкивов для *клиновых* ремней показана на рис. 4.3.12. Основные размеры шкивов назначают в соответствии с номером сечения ремня по ГОСТ 20889-88.

4.4. ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ КОНТАКТОМ ЖЕСТКИХ ЗВЕНЬЕВ

4.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатые механизмы в простейшем случае представляют собой трехзвенные механизмы с высшей кинематической парой, предназначенные для сообщения от ведущего звена к ведомому непрерывного вращательного движения с заданным отношением угловых скоростей звеньев. Передача движения осуществляется через контакт боковых поверхностей специально профилированных зубьев, когда давлением зубьев ведущего вращающегося колеса на зубья ведомого колеса вызывается вращение последнего. Такие механизмы называют *зубчатыми передачами*.

Зубчатые передачи по *геометрическому* признаку разделяют на *плоские* и *пространственные*.

Если оси зубчатых колес *параллельны* (рис. 4.4.1), то движение всех точек колес происходит в *параллельных* плоскостях и механизм называют *плоским*.

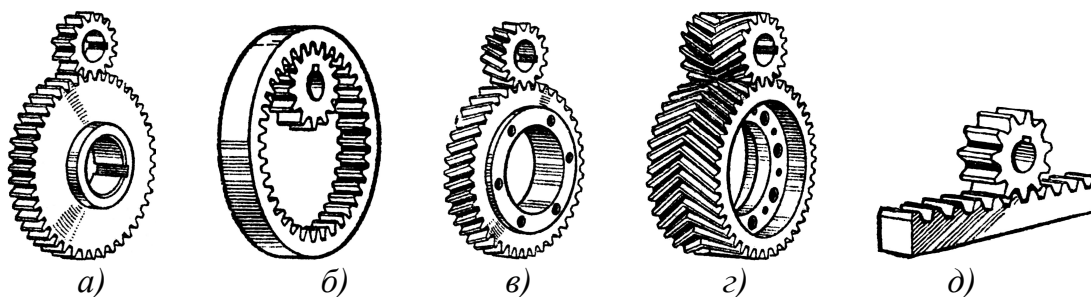


Рис. 4.4.1

Трехзвенная *плоская* зубчатая передача состоит из двух цилиндрических зубчатых колес и стойки.

Цилиндрические зубчатые колеса могут иметь *прямые* (рис. 4.4.1, а, б), *косые* (рис. 4.4.1, в) и *шевронные* (рис. 4.4.1, г) зубья. В частном случае, когда одно из колес имеет бесконечно большой диаметр, то цилиндрическая передача превращается в *реечную передачу* (рис. 4.4.1, д).

В *косозубых* цилиндрических колесах зубья располагаются по винтовым линиям *правого* (рис. 4.4.2, а) или *левого* (рис. 4.4.2, б) направления. *Правой* называют такую линию, точка на которой движется по часовой стрелке при удалении вдоль зуба, если смотреть на колесо со стороны его торца.

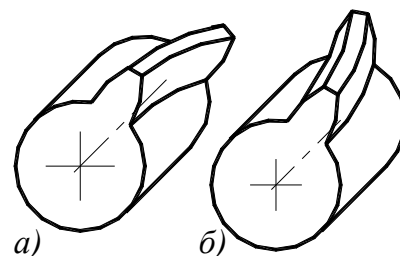


Рис. 4.4.2

В *шевронных* зубчатых колесах зубья *встречно-винтовые*, т.е. образованы из двух винтовых линий противоположного направления.

В *пространственных* зубчатых передачах оси вращения звеньев пересекаются или перекрещиваются. Наиболее распространенными пространственными зубчатыми передачами являются *конические передачи* (рис. 4.4.3).

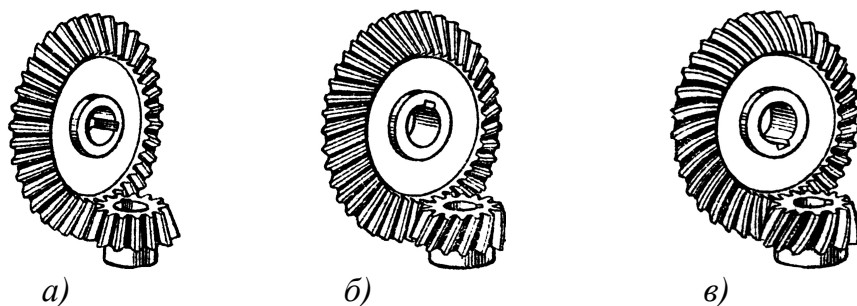


Рис. 4.4.3

Простейшая трехзвенная пространственная зубчатая передача с *пересекающимися* геометрическими осями (рис. 4.4.3, а) состоит из двух *конических* зубчатых колес (коническая передача) и стойки. Конические зубчатые колеса могут иметь *прямые* (рис. 4.4.3, а), *тангенциальные* (*косые*) (рис. 4.4.3, б), *круговые* (рис. 4.4.3, в) зубья. При применении *непрямозубых* колес повышается плавность работы, достигается бесшумная работа и увеличивается нагрузочная способность (прочность зубьев) зубчатых передач.

Меньшее зубчатое колесо называют *шестерней*. Большее колесо называют *колесом*. При *одинаковом* числе зубьев зубчатых колес передачи *шестерней* называют *входное* (ведущее) зубчатое колесо, а *колесом* — *выходное* (ведомое).

Индекс 1 — принят для величин, относящихся к *шестерне*, индекс 2 — для величин, относящихся к *колесу*.

Зубчатые передачи, в которых ведомое звено вращается медленнее ведущего, называют *редукторами*. Зубчатые передачи, в которых угловые скорости на выходе *увеличиваются*, называют *повышающими редукторами* или *мультипликаторами*.

На рис. 4.4.4, а, в приведены схемы плоской и пространственной *одноступенчатых* зубчатых передач, а на рис. 4.4.4 б, г – *двухступенчатых* зубчатых передач, у которых, кроме одной пары зубчатых колес 1-2, находящихся в зацеплении и осуществляющих передачу вращения от входного вала к *выходному* имеется вторая пара зубчатых колес 2'-3, осуществляющих передачу вращения от промежуточного вала к *выходному* валу. В машиностроительной практике встречаются многоступенчатые передачи различного вида (трехступенчатые, четырехступенчатые и более).

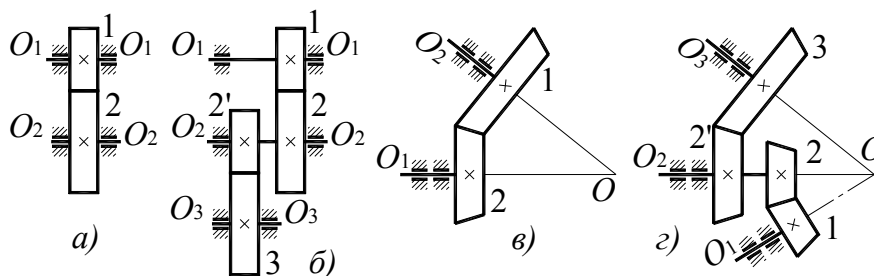


Рис. 4.4.4

4.4.2. ПЛОСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.4.2.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Структура простой зубчатой передачи (рис. 4.4.5) характеризуется наличием двух звеньев в виде цилиндрических зубчатых колес с вращательными кинематическими парами $O-1$ и $O-2$, связанными со 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.

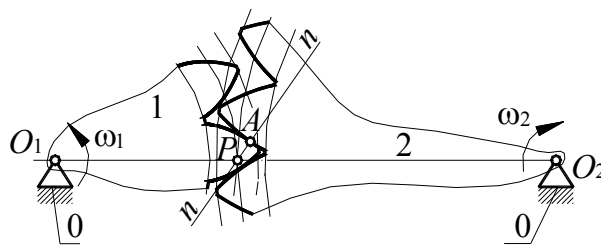


Рис. 4.4.5

Точка пересечения межцентрового расстояния и общей нормали к профилям называется *полусом 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. 4.4.5) и делила *линию центров в неизменном отношении*, то есть *полус 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*.

4.4.2.2. ЛИНИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Если точки последовательного касания профилей, построенные для различных положений зубчатой пары, соединить плавной кривой, получим *линию зацепления* (рис. 4.4.6), то есть *линией зацепления* называется *геометрическое место точек последовательного соприкосновения пары зубчатых профилей, принадлежащее неподвижной плоскости*.

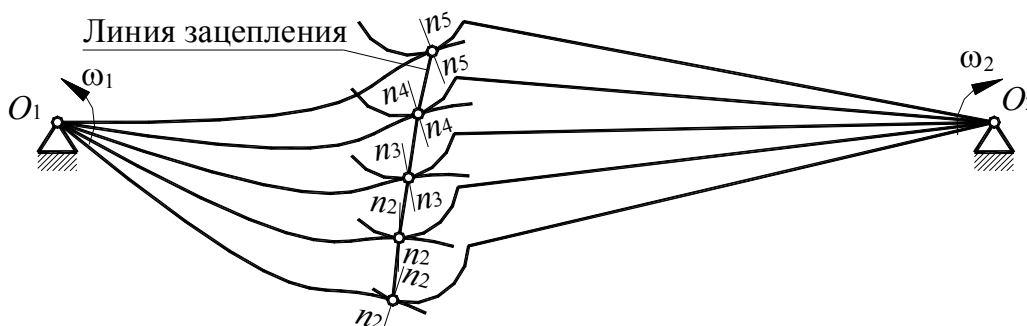


Рис. 4.4.6

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*.

4.4.2.3. ЭВОЛЬВЕНТА. ЭВОЛЮТА. ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Эвольвентой (разверткой) окружности называется плоская кривая A_0A (рис. 4.4.7), описываемая любой точкой прямой nn , катящейся без скольжения по данной окружности.

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

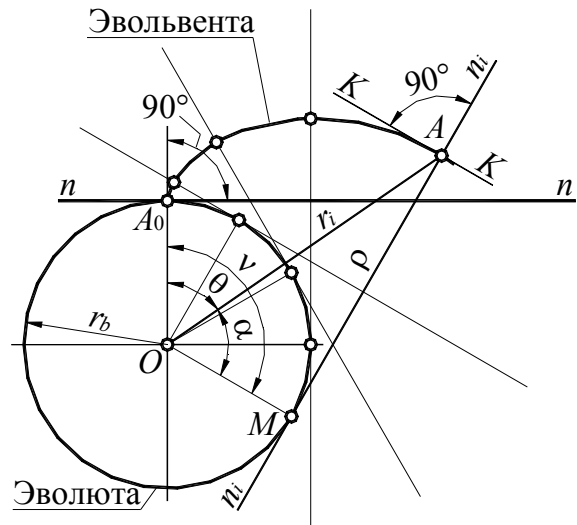


Рис. 4.4.7

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:

$$v = \operatorname{tg} \alpha, \tag{4.4.1}$$

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:

$$\rho = AM = r_b \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.4.2)$$

Текущий радиус-вектор точки эвольвенты:

$$r_i = OA = \frac{r_b}{\cos \alpha}. \quad (4.4.3)$$

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

$$\theta = \nu - \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{inv} \alpha. \quad (4.4.4)$$

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

Уравнения (4.4.2) и (4.4.3) являются *параметрическими уравнениями эвольвенты в полярных координатах*.

Из образования эвольвенты (рис. 4.4.7) 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 перекачивается производящая прямая (рис. 4.4.8).

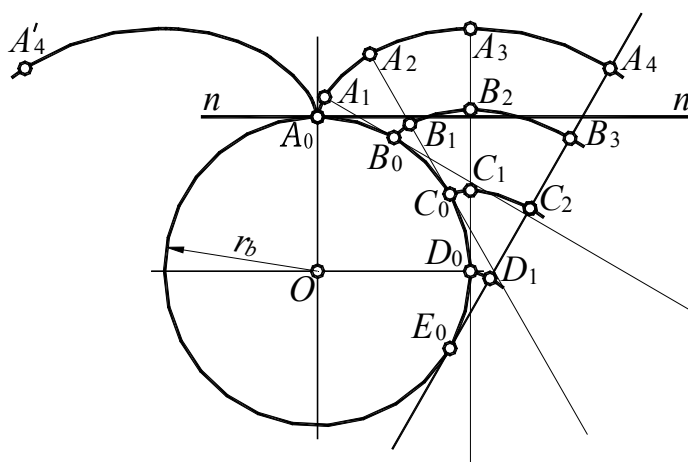


Рис. 4.4.8

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

$$\widehat{A_0B_0} = A_1B_0 = A_2B_1 = A_3B_2 = A_4B_3,$$

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

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

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

Рассмотрим теперь зацепление двух эвольвентных профилей (рис. 4.4.9).

Пусть две эвольвенты EF и GH , построенные на основных окружностях радиусов r_{b1} и r_{b2} введены в зацепление, при этом центры окруж-

ностей 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 nn , которая, следовательно, одновременно касается обеих основных окружностей.

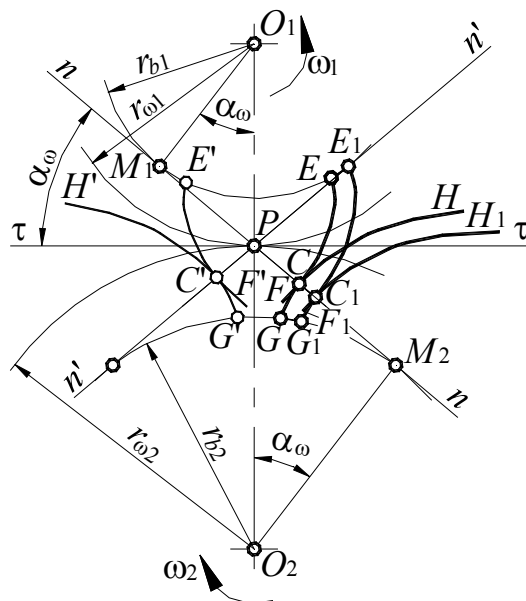


Рис. 4.4.9

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 nn 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 nn 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 nn 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. 4.4.9:

$$r_{b1} = r_{\omega1} \cos \alpha_\omega, \quad (4.4.5)$$

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

откуда, учитывая выражение (4.2.3), получим:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mp \frac{r_{\omega2}}{r_{\omega1}} = \mp \frac{r_{\omega2} \cos \alpha_\omega}{r_{\omega1} \cos \alpha_\omega} = \mp \frac{r_{b2}}{r_{b1}}, \quad (4.4.6)$$

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

Эвольвента, как *огибающая семейства эвольвент*, изображена на рис. 4.4.10.

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 (4.4.5).

В частном случае, когда радиус $r_{\omega 1}$ (следовательно, и r_{b1}) равен бесконечности, эвольвента \mathcal{E}_1 вырождается в прямую, а зуб становится трапецеидальным с углом при вершине трапеции, равным α_{ω} (рис. 5.5.11).

Такое зубчатое звено называется *зубчатой рейкой* (рис. 4.4.1, д).

Картина получения огибающих боковых профилей рейки представлена на рис. 4.4.12.

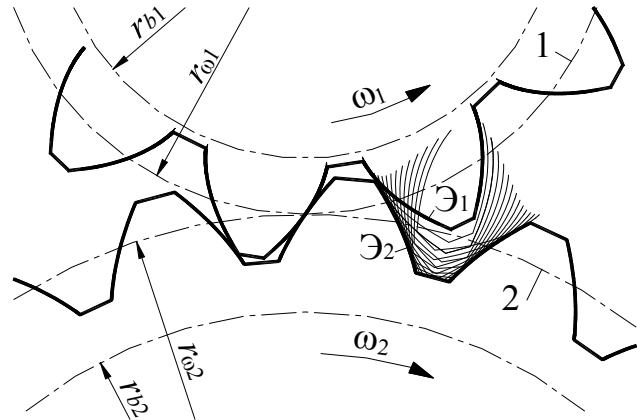


Рис. 4.4.10

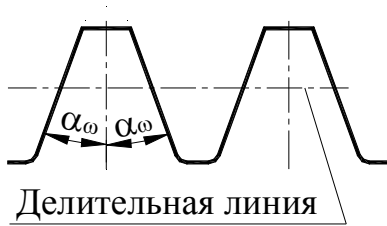


Рис. 4.4.11

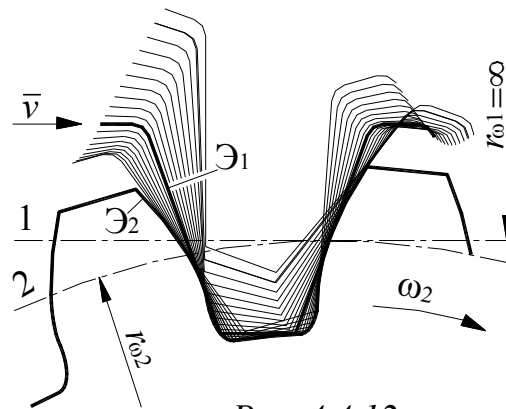


Рис. 4.4.12

4.4.2.4. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ С КРУГЛЫМИ КОЛЕСАМИ

4.4.2.4.1. 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. 4.4.13, а, б) или *поступательную* (реечная передача, рис. 4.4.13, в) *кинематическую пару*. Для передачи движения на подвижных звеньях формируют *зубья* (рис. 4.4.13). 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 *трибом* или *трибкой*.

В соответствии с *основным законом зацепления* (см. разделы 4.2 и 4.4.2.3) *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 :

$$r_{\omega 1} = O_1 P,$$

$$r_{\omega 2} = O_2 P.$$

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. 4.4.13, *а* – звенья 1 и 2, рис. 4.4.13, *б, в* – звено 1); у зубчатого колеса с *внутренними* зубьями окружность вершин находится внутри окружности впадин (рис. 4.4.13, *б* – звено 2).

Зубчатое зацепление, в котором центроиды (начальные окружности) зубчатых колес расположены одна вне другой, называют *внешним* (рис. 4.4.13, *а*, 4.4.14). В этом случае *оба* зубчатых колеса имеют *внешние* зубья.

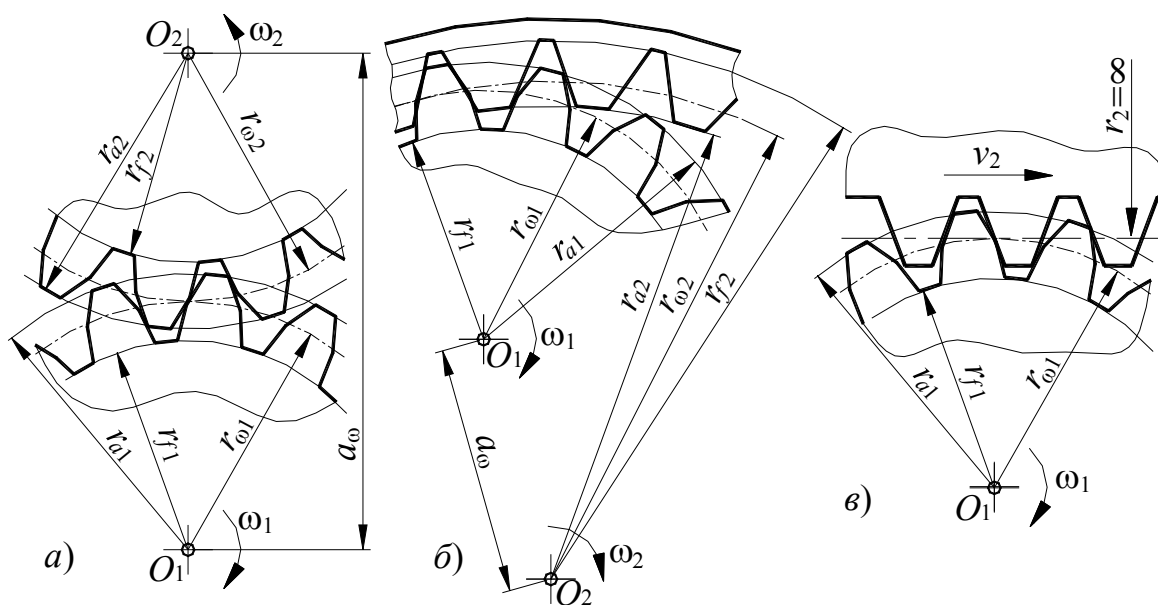


Рис. 4.4.13

Если одно из зубчатых звеньев имеет *бесконечно большой радиус начальной окружности*, то его называют *зубчатой рейкой*, а его зацепление с шестерней – *реечным зацеплением* (рис. 4.4.13, в).

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

$$a_{\omega} = r_{\omega 2} \pm r_{\omega 1} = \frac{d_{\omega 2} \pm d_{\omega 1}}{2} = \frac{d_{\omega 1}(u \pm 1)}{2} \quad (4.4.7)$$

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

$$u = \frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}}. \quad (4.4.8)$$

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. 4.4.14, 4.4.15).

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. 4.4.14, 4.4.15).

Полная *высота* зуба равна сумме головки и ножки:

$$h = h_{\omega a} + h_{\omega f}. \quad (4.4.9)$$

Очевидно, что:

для *внешнего* зацепления (рис. 4.4.14):

$$d_a = d_{\omega} + 2h_{\omega a}, \quad (4.4.10)$$

$$d_f = d_{\omega} + 2h_{\omega f}; \quad (4.4.11)$$

для *внутреннего* зацепления (рис. 4.4.15):

$$d_{a1} = d_{\omega 1} + 2h_{\omega a}, \quad (4.4.12)$$

$$d_{a2} = d_{\omega 2} - 2h_{\omega a}, \quad (4.4.13)$$

$$d_{f1} = d_{\omega 1} - 2h_{\omega f}, \quad (4.4.14)$$

$$d_{f2} = d_{\omega 2} + 2h_{\omega f}. \quad (4.4.15)$$

Наименьшее расстояние s между окружностью вершин одного зубчатого колеса и окружностью впадин другого носит название *радиального зазора* зубчатой передачи (рис. 4.4.14, 4.4.15).

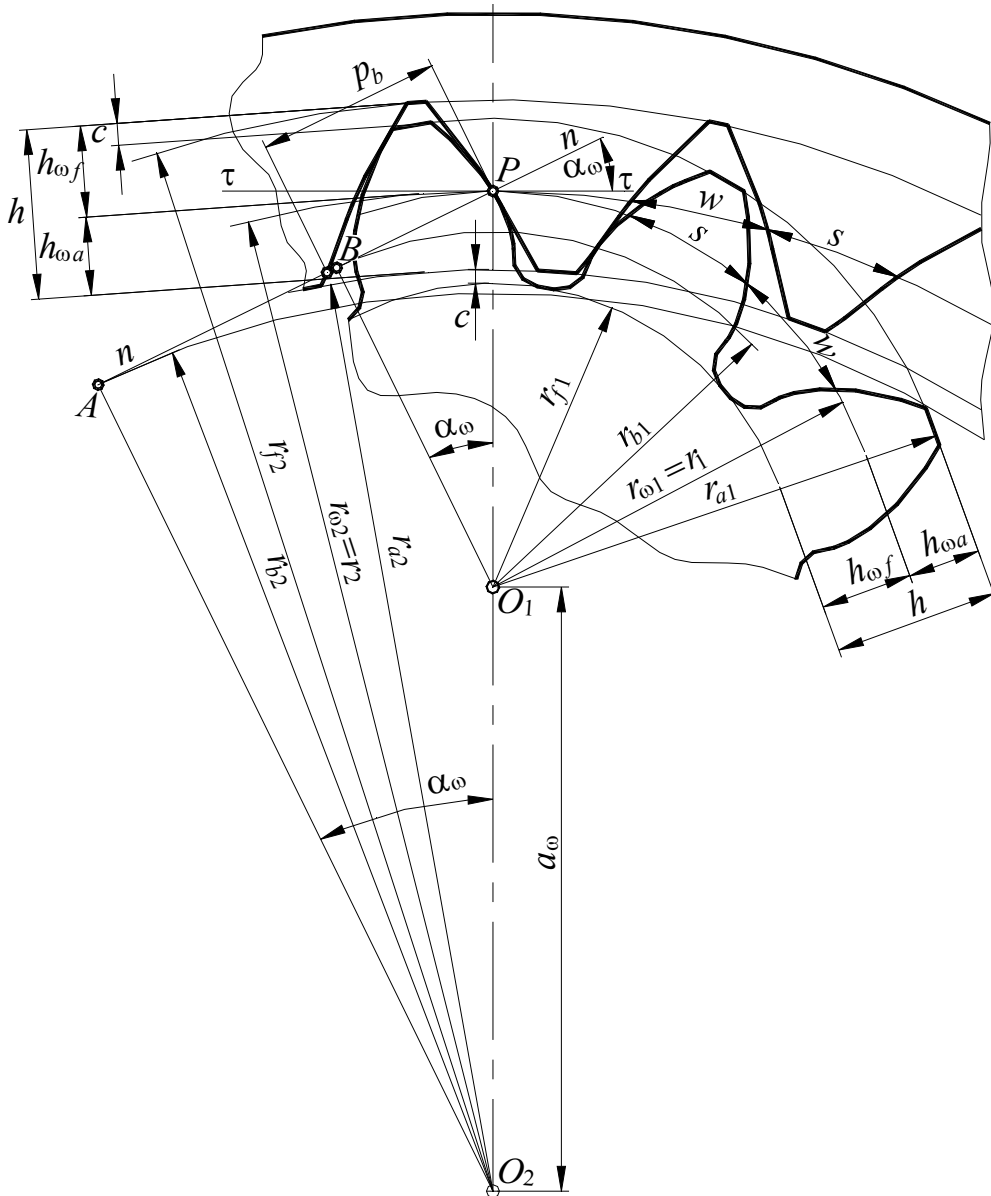


Рис. 4.4.15

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:

$$h_{\omega a1} = h_{\omega a2} = h_{\omega a}, \quad (4.4.16)$$

$$h_{\omega f1} = h_{\omega f2} = h_{\omega f}. \quad (4.4.17)$$

Из рис. 4.4.14, 4.4.15 очевидно, что:

$$c = h_{\omega f} - h_{\omega a}. \quad (4.4.18)$$

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} :

$$p_{\omega} = s_{\omega} + w_{\omega}. \quad (4.4.19)$$

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 концентричных i -х окружностей зубчатого колеса справедливо равенство:

$$\pi d_i = z p_i \quad (4.4.20)$$

где z – число зубьев колеса;

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

Из формулы (4.4.20):

$$d_{1i} = \frac{p_i}{\pi} z_1, \quad (4.4.21)$$

$$d_{2i} = \frac{p_i}{\pi} z_2 \quad (4.4.22)$$

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

$$m_i = \frac{p_i}{\pi}. \quad (4.4.23)$$

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:

$$d_1 = \frac{p}{\pi} z_1 = m z_1, \quad (4.4.24)$$

$$d_2 = \frac{p}{\pi} z_2 = m z_2 \quad (4.4.25)$$

где d_1 – диаметр *делительной* окружности шестерни;

d_2 – диаметр *делительной* окружности колеса.

Применим формулу (4.4.20) для *начальных* окружностей:

$$\pi d_{\omega 1} = z_1 p_{\omega}, \quad (4.4.26)$$

$$\pi d_{\omega 2} = z_2 p_{\omega}, \quad (4.4.27)$$

откуда, с учетом (4.4.8):

$$\frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}} = \frac{z_2}{z_1} = u. \quad (4.4.28)$$

Из формулы (4.4.7) с учетом (4.4.28) очевидно:

$$d_{\omega 1} = \frac{2a_{\omega}}{u \pm 1} = \frac{2a_{\omega} z_1}{z_2 \pm z_1}, \quad (4.4.29)$$

$$d_{\omega 2} = \frac{2a_{\omega} u}{u \pm 1} = \frac{2a_{\omega} z_1}{z_2 \pm z_1}. \quad (4.4.30)$$

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*:

$$d = d_{\omega}. \quad (4.4.31)$$

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

$$\theta_1 = \frac{2\pi}{z_1}, \quad (4.4.32)$$

$$\theta_2 = \frac{2\pi}{z_2}. \quad (4.4.33)$$

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

h_a^* – коэффициент высоты головки;

c^* – коэффициент радиального зазора.

Тогда:

радиальный зазор:

$$c = c^* m. \quad (4.4.34)$$

высота делительной головки зуба:

$$h_a = h_a^* m, \quad (4.4.35)$$

высота делительной ножки зуба:

$$h_f = h_a + c = (h_a^* + c^*) m, \quad (4.4.36)$$

высота зуба:

$$h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*) m. \quad (4.4.37)$$

диаметр окружности вершин:

$$d_a = d \pm 2h_a = m(z \pm 2h_a^*), \quad (4.4.38)$$

диаметр окружности впадин:

$$d_f = d \mp 2h_f = m(z \mp 2h_a^* \mp 2c^*), \quad (4.4.39)$$

В формулах (4.4.38), (4.4.39):

знак «+» относится к *внешнему* зацеплению,

знак «-» относится к *внутреннему* зацеплению.

Для цилиндрических эвольвентных передач приняты следующие *стандартные* величины:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } m > 1 \text{ мм:} \quad h_a^* = 1, \quad c^* = 0,25; \\ \text{при } 0,5 < m \leq 1 \text{ мм:} \quad h_a^* = 1, \quad c^* = 0,35; \\ \text{при } 0,1 < m \leq 0,5 \text{ мм:} \quad h_a^* = 1, \quad c^* = 0,50. \end{array} \right\} \quad (4.4.40)$$

Так как высота зуба зубчатого колеса ограничена окружностями вершин (d_a) и впадин (d_f), то в качестве бокового профиля зуба используется *не вся* эвольвента и геометрическим местом касания профилей будет *не вся* длина линии зацепления M_1M_2 (рис. 4.4.14).

Точка A вершины зуба колеса 1 при вращении этого колеса вокруг центра O_1 будет двигаться по окружности вершин диаметра d_{a1} , и попадет на линию зацепления в точке a . На участке aM_2 зуб колеса 1 участвовать в зацеплении не может.

Аналогично, точка B вершины зуба второго колеса входит в контакт с соответствующей точкой на ножке зуба первого колеса в точке b на линии зацепления (в точке пересечения линии зацепления и окружности вершин второго колеса).

Следовательно, зацепление спроектированных профилей происходит на участке ab . Участок ab называют *активной линией зацепления*.

Часть профиля зуба, по которой происходит взаимодействие с профилем зуба парного зубчатого колеса, называют *активным профилем*.

Для определения активного профиля зуба колеса 1 необходимо найти точку A_1 на этом профиле, сопряженную с точкой B вершины зуба второго колеса, т.е. входящую с ней в контакт на линии зацепления в точке b . Очевидно, траекторией искомой точки является окружность радиуса O_1b , а сама точка A_1 лежит на пересечении этой окружности с профилем \mathcal{E}_1 . Участок AA_1 и будет активным профилем зуба первого колеса.

Точка B_1 пересечения окружности радиуса O_2a с профилем \mathcal{E}_2 ограничит активный профиль BB_1 зуба второго колеса.

Участок PA_1 профиля \mathcal{E}_1 взаимодействует с участком PB профиля \mathcal{E}_2 . Длины этих участков не равны между собой. Это показывает, что профили зубьев перекатываются друг по другу со *скольжением*. Скольжение профилей, а, следовательно, и их износ тем больше, чем дальше точка зацепления находится от полюса P .

Расстояние p_b между одноименными боковыми поверхностями соседних зубьев (рис. 4.4.14), измеренное по основной окружности, называют *шагом эвольвентного зацепления*.

В соответствии со свойствами эвольвенты (прямая перекатывается по эволюте без скольжения – см. раздел 4.4.2.3) шаг эвольвентного зацепления можно замерять *по линии зацепления* (рис. 4.4.16). Тогда шаг зацепления равен основному окружному шагу и через шаг по делительной окружности p выражается, как:

$$p_b = p \cos \alpha, \quad (4.4.41)$$

а основной модуль равен:

$$m_b = m \cos \alpha \quad (4.4.42)$$

Рассмотрим два положения профиля зуба – в начале и в конце зацепления одной пары зубьев (рис. 4.4.16).

Угол φ_α поворота колеса передачи от положения входа зуба в зацепление до выхода его из зацепления называют *углом перекрытия* зубчатого колеса передачи. Этот угол для *ведущего* колеса обозначен как $\varphi_{\alpha 1}$.

Для нормальной плавной работы передачи необходимо, чтобы последующая пара зубьев входила в зацепление (в точке b на рис. 4.4.16)

до того, как предыдущая пара выйдет из зацепления (в точке a). Если это условие не будет выполнено, то после выхода из зацепления пары зубьев передача вращения ведомому колесу прекратится, оно замедлит свое вращение, и следующая пара войдет в зацепление с ударом.

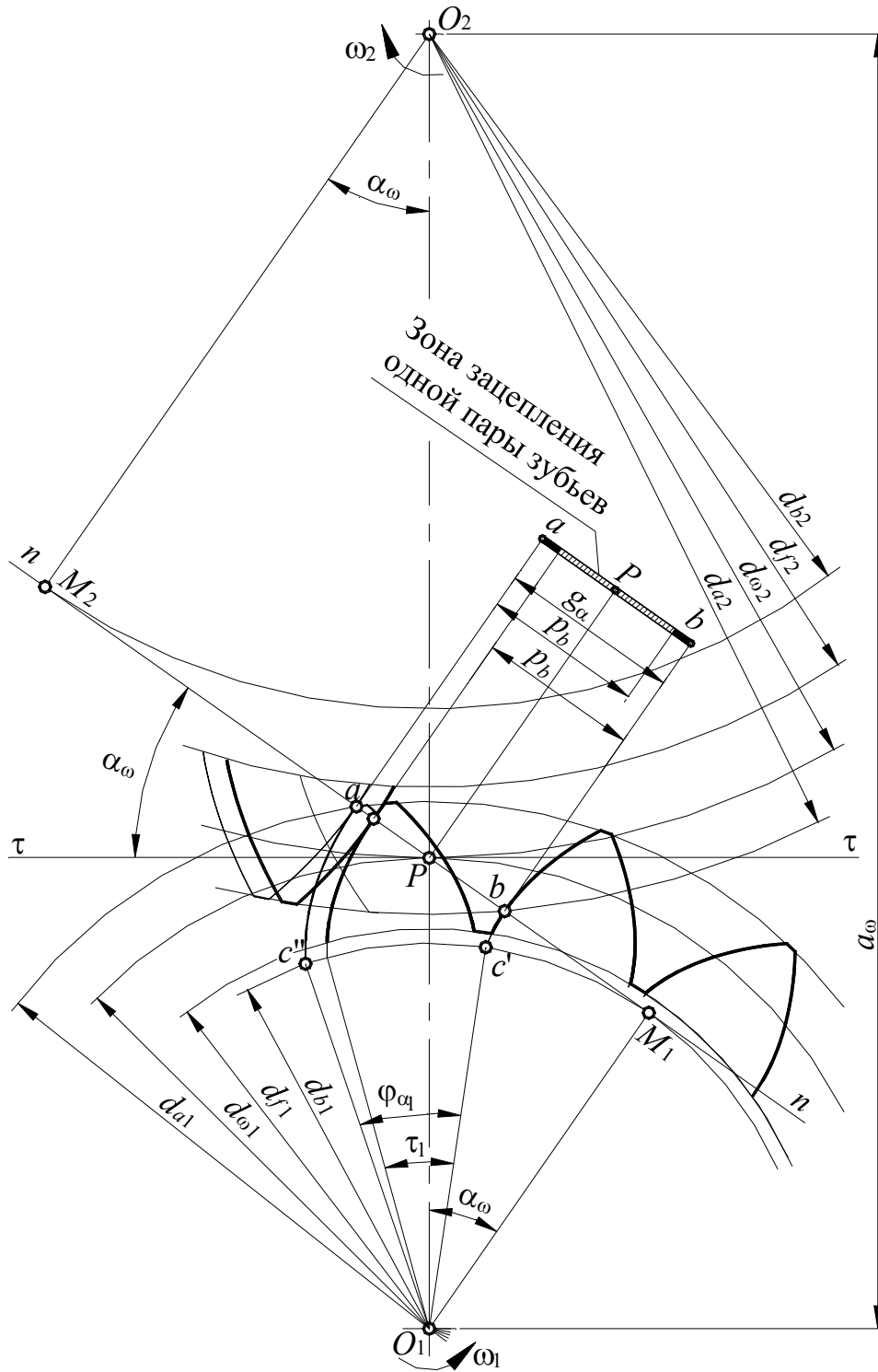


Рис. 4.4.16

Непрерывность зацепления обеспечивается в том случае, когда угол перекрытия больше углового шага зубьев.

Отношение угла перекрытия зубчатого колеса передачи к его угловому шагу носит название *коэффициента перекрытия* передачи:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\varphi_{\alpha}}{\tau}. \quad (4.4.43)$$

Угол перекрытия и угловой шаг зависят от числа зубьев, т.е. при разных числах зубьев колес передачи $\varphi_{\alpha 1} \neq \varphi_{\alpha 2}$ и $\tau_1 \neq \tau_2$.

Шаг по основной окружности (основной шаг) равен:

$$p_b = r_{b1} \tau_1.$$

Длина дуги, которую проходит точка c профиля по основной окружности за время зацепления одной пары зубьев, равна:

$$\overline{c'c''} = r_{b1} \varphi_{\alpha 1}.$$

Так как расстояние между двумя одноименными эвольвентами, измеренное по нормали, равно длине дуги основной окружности между началами эвольвент (см. раздел 4.4.2.3), то:

$$\overline{c'c''} = g_a,$$

где g_a – длина активной линии зацепления.

Тогда, на основании (4.4.43):

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\varphi_{\alpha}}{\tau} = \frac{r_{b1}}{\frac{p_b}{r_{b1}}} = \frac{\overline{c'c''}}{p_b} = \frac{g_a}{p_b} = \frac{g_a}{p_{\alpha}} \quad (4.4.44)$$

т.е. коэффициент перекрытия равен отношению длины активной линии зацепления к шагу зацепления.

Из рис. 4.4.16 следует:

$$g_{\alpha} = ab = Pa + Pb = (M_1 a - M_1 P) + (M_2 b - M_2 P);$$

$$M_1 a = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2};$$

$$M_2 b = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2};$$

$$M_1 P + M_2 P = r_{\omega 1} \sin \alpha_{\omega} + r_{\omega 2} \sin \alpha_{\omega} = a_{\omega} \sin \alpha_{\omega}.$$

Следовательно:

$$g_{\alpha} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_{\omega} \sin \alpha_{\omega},$$

ПОЭТОМУ:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{p_{\alpha}} = \frac{g_{\alpha}}{p \cos \alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_{\omega} \sin \alpha_{\omega}}{\pi m \cos \alpha}. \quad (4.4.45)$$

В правильно спроектированной передаче коэффициент перекрытия ε_α должен быть больше единицы. Чем он больше, тем меньше зона однопарного зацепления. При проектировании передач рекомендуется принимать $\varepsilon_\alpha \geq 1,15$.

4.4.2.4.2. СПОСОБЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. СТАНОЧНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

4.4.2.4.2.1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Формообразование зубчатых профилей производят на специальных станках, при этом процесс формообразования подобен процессу зацепления. Наиболее распространенным методом формообразования зубьев является *метод обкатки*, суть которого заключается в том, что режущему инструменту и заготовке сообщают такое же относительное движение (движение обкатки), какое имели бы два зубчатых колеса (или колесо и рейка) с такими же числами зубьев, находящиеся в зацеплении.

На рис. 4.4.17 показаны схемы *нарезания* зубьев прямозубых цилиндрических колес методом обкатки.

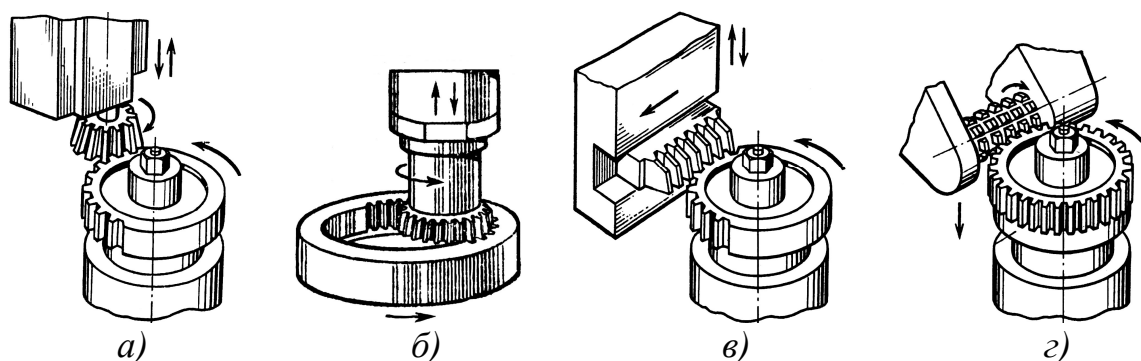


Рис. 4.4.17

При нарезании зубьев инструменту, наряду с движением обкатки, придается движение *резания* (поступательное – рис. 4.4.17, а, б, в, или вращательное – рис. 4.4.17, з).

Инструмент-колесо называется *долбяком* (рис. 4.4.17, а, б), инструмент-рейка может быть выполнен в виде *гребенки* (рис. 4.4.17, в) или в виде *червячной фрезы* (рис. 4.4.17, з), профиль которой в сечении плоскостью, содержащей ось фрезы, аналогичен профилю рейки-гребенки.

Принцип формообразования зубьев приведен на рис. 4.4.10 (формообразование долбяком) и на рис. 4.4.12 (формообразование рейкой).

На *зубодолбежных* станках изготавливают зубчатые колеса как с *внешними*, так и с *внутренними* зубьями.

Профиль зуба нарезаемого колеса является огибающей к последовательным положениям режущего профиля инструмента, и чем точнее должен быть профиль зуба, тем больше необходимо иметь таких последовательных положений режущего инструмента (больше резцов).

4.4.2.4.2.2. СТАНОЧНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Зацепление между режущим инструментом (инструментальной рейкой или долбяком – так называемым *производящим колесом*) и нарезаемым зубчатым профилем называется *станочным*.

Режущий инструмент профилируют на основе *исходного контура*. Под *исходным контуром* колес подразумевают *контур зубьев рейки в нормальном к направлению зубьев сечении*.

Исходный контур эвольвентных цилиндрических колес представляет собой равнобокую трапецию, высота которой делится на две части средней линией (*делительной прямой*). Исходный контур характеризуется углом профиля α , коэффициентом высоты головки h_a^* , коэффициентом радиального зазора c^* и радиусом ρ_f переходной кривой у корня зуба.

На рис. 4.4.18 представлен исходный контур зубчатых цилиндрических колес эвольвентного зацепления по ГОСТ 13755-81 и конических

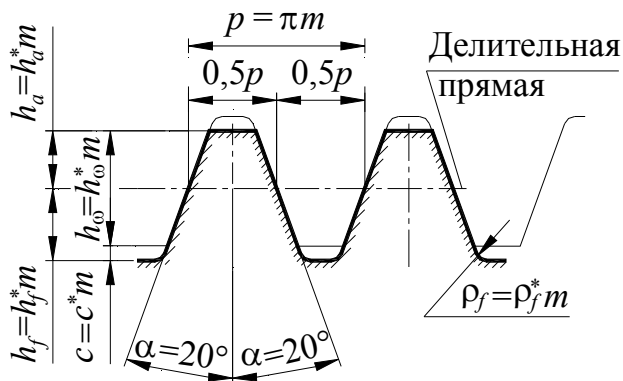


Рис. 4.4.18

колес с прямыми и тангенциальными зубьями по ГОСТ 13754-81. Модуль m устанавливают по ГОСТ 9563-74. Радиальный зазор $c=0,25m$, радиус кривизны переходной кривой зуба $\rho_f=0,4m$.

В процессе профилирования зубьев производится деление цилиндрической заготовки на z равных частей по *начальной* окружности колеса в *станочном* зацеплении.

В *станочном* зацеплении (рис. 4.4.12, 4.4.19) инструментальная *рейка* в своем движении *относительно заготовки* перекачивается без скольжения *делительной прямой* (или *прямой, параллельной делительной прямой*), по *делительной* окружности нарезаемого колеса.

Следовательно, *делительная* окружность является *центроидой* (*начальной* окружностью) в *станочном* зацеплении, а *делительный шаг* и *делительный модуль* колеса равны соответственно шагу и модулю *инструментальной рейки*.

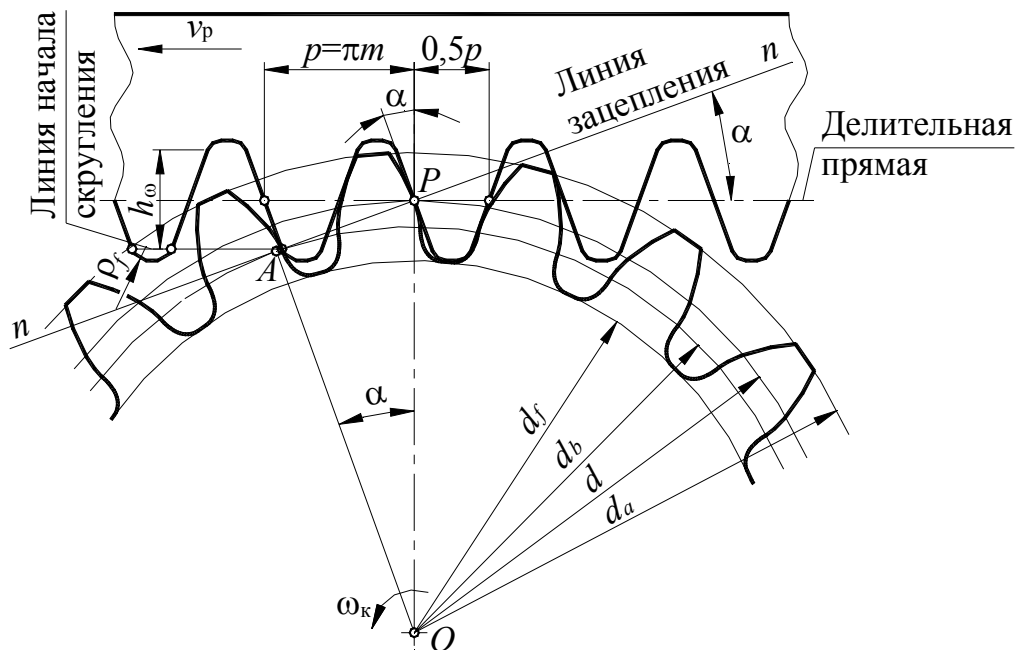


Рис. 4.4.19

Поскольку *модуль инструмента* принимают в соответствии с ГОСТ 9563-74, то и *делительный модуль колеса* имеет стандартное значение.

На *делительной окружности* *профильный угол эвольвенты* равен *углу профиля исходного контура* α .

Скорость продольного перемещения рейки v_p равна окружной скорости обрабатываемого колеса на *делительной окружности* d_k :

$$v_p = \omega_k \frac{d_k}{2} = \omega_k \frac{mz_k}{2}, \quad (4.4.46)$$

где ω_k – угловая скорость колеса;

z_k – число зубьев колеса.

Условие, выраженное зависимостью (4.4.46), осуществляется на зуборезных станках с помощью специального передаточного механизма (гитары обкатки).

В *станочном зацеплении долбяка* и *нарезаемого колеса* долбяк в своем движении по отношению к заготовке перекатывается без скольжения *делительной окружностью* (или *окружностью, концентричной делительной окружности*), по *делительной окружности* нарезаемого колеса.

В качестве примера на рис. 4.4.20 приведена схема нарезания *долбяком* колеса с *внутренним зацеплением*.

$$z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 20^\circ} = 17,097.$$

Так как число зубьев колеса не может быть дробным, то:

$$z_{\min} = 18. \quad (4.4.52)$$

При *станочном* зацеплении нарезаемого колеса и долбяка предельным случаем будет тот случай, когда рабочая и предельная части линии зацепления будут равны (рис. 4.4.23):

$$Pb = PB.$$

Используя данное условие для заданного долбяка, можно найти *наименьшее число зубьев колеса*, которое при этом может быть нарезано. Из треугольника OO_dB

(рис. 4.4.23) получим:

$$r_{ад}^2 = (r + r_d)^2 + r^2 \cos^2 \alpha - 2(r + r_d)r \cos \alpha \quad (4.4.53)$$

Пусть выбранная величина передаточного числа станочного зацепления будет равна:

$$u_c = \frac{r_d}{r_{\min}} = \frac{z_d}{z_{\min}},$$

где наименьший радиус нарезаемого колеса r_{\min} определяется, в соответствии с формулами (4.4.24), (4.4.25), как:

$$r_{\min} = \frac{mz_{\min}}{2}.$$

Учитывая, что радиус окружности вершин долбяка $r_{ад}$ равен:

$$r_{ад} = r_d + h_a = m \left(\frac{z_d}{2} + h_a^* \right),$$

разделим все члены равенства (4.4.53) на r^2 и, после преобразований, найдем значение минимально допустимого числа зубьев нарезаемого колеса для *внешнего станочного зацепления по условию отсутствия подреза ножки зуба*:

$$z_{\min} = 2h_a^* u_c \frac{\sqrt{u_c^2 + (1 + 2u_c) \sin^2 \alpha}}{(1 + 2u_c) \sin^2 \alpha}, \quad (4.4.54)$$

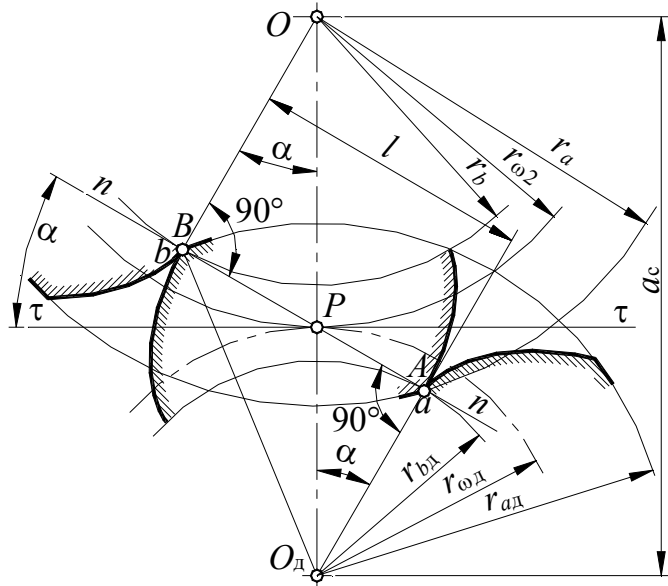


Рис. 4.4.23

При нарезании колеса с *внутренними* зубьями в результате интерференции зубьев в станочном зацеплении происходит не подрезание ножки зуба колеса, а *срезание части номинальной поверхности у его вершины*.

Зависимость (4.4.54) в этом случае принимает вид:

$$z_{\min} = 2h_a^* \frac{u_c + \sqrt{u_c^2 + (1 - 2u_c) \sin^2 \alpha}}{(1 - 2u_c) \sin^2 \alpha} \quad (4.4.55)$$

В вышеприведенных формулах:

z_d – число зубьев инструмента (долбяка);

$u_c = \frac{z_k}{z_d}$ – передаточное число в *станочном* зацеплении;

индекс «д» относится к инструменту (долбяку).

4.4.2.4.3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ СО СМЕЩЕНИЕМ

4.4.2.4.3.1. СМЕЩЕНИЕ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

При проектировании зубчатой передачи может возникнуть необходимость изменить профиль зубьев колес, например, при необходимости нарезания зубчатых колес с числом зубьев $z < z_{\min}$. Получить профиль такого колеса без его подрезания возможно за счет *смещения исходного контура* при нарезании зубьев по методу обкатки (рис. 4.4.24).

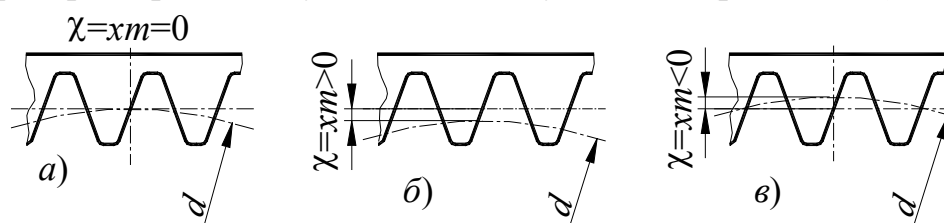


Рис. 4.4.24

Зубчатые колеса, изготовленные со сдвигом режущего инструмента, называются *колесами, нарезанными со смещением исходного контура* (по ранее используемой терминологии – *корригированными* колесами).

Нарезание зубчатых колес со смещением не требует специального оборудования, оснастки и инструмента. Режущий инструмент располагают относительно заготовки так, чтобы *делительная поверхность инструмента* не касалась делительной окружности нарезаемого колеса, а была *сдвинута* относительно делительной окружности нарезаемого колеса на некоторое расстояние, называемое *смещением исходного контура* или *смещением инструмента* (xm) (рис. 4.4.24, б, в).

Смещение исходного контура равно расстоянию χ между *делительной* поверхностью инструмента и той его *начальной* поверхностью, которая перекачивается без скольжения по *делительной* окружности нарезаемого колеса.

При изготовлении колеса со смещением профиль зуба изменяется за счет использования другого участка эвольвенты той же самой основной окружности, что и при нарезании без смещения.

Передача, в которую входит хотя бы одно колесо со смещением называют *передачей со смещением (корректированной передачей)*.

Использование зубчатых передач со смещением позволяет решить следующие основные задачи:

- устранить явление подрезания при $z < z_{\min}$ и, как следствие, уменьшить габариты передачи за счет применения шестерен с малым числом зубьев;

- «вписать» передачу в заданное межосевое расстояние при сохранении заданного передаточного отношения;

- улучшить качественные показатели передачи (повысить плавность зацепления, уменьшить скольжение и износ, увеличить контактную и изгибную прочность зубьев и т.д.).

Смещение исходного контура, направленное от оси нарезаемого колеса, считается положительным при $\chi = xm > 0$ (рис. 4.4.24, б), и отрицательным – при $\chi = xm < 0$ (рис. 4.4.24, в).

Отношение смещения исходного контура к модулю колеса x носит название *коэффициента смещения*.

$$x = \frac{\chi}{m}. \quad (4.4.54)$$

Комбинация различных зубчатых колес (без смещения, с положительным или отрицательным смещением) может дать передачу:

- без смещения $(x_1 = x_2 = 0)$,
- равносмещенную $(x_1 = -x_2 \neq 0)$,
- с положительным смещением $(\Sigma x = (x_1 + x_2) > 0)$,
- с отрицательным смещением $(\Sigma x = (x_1 + x_2) < 0)$.

Графическая схема определения z_{\min} для случая нарезания зубьев зубчатого колеса *инструментальной рейкой* показана на рис. 4.4.25.

Здесь Ry – средняя линия или модульная прямая рейки заданного модуля.

Профильный угол инструмента α равен 20° (при *станочном* зацеплении он равен углу зацепления).

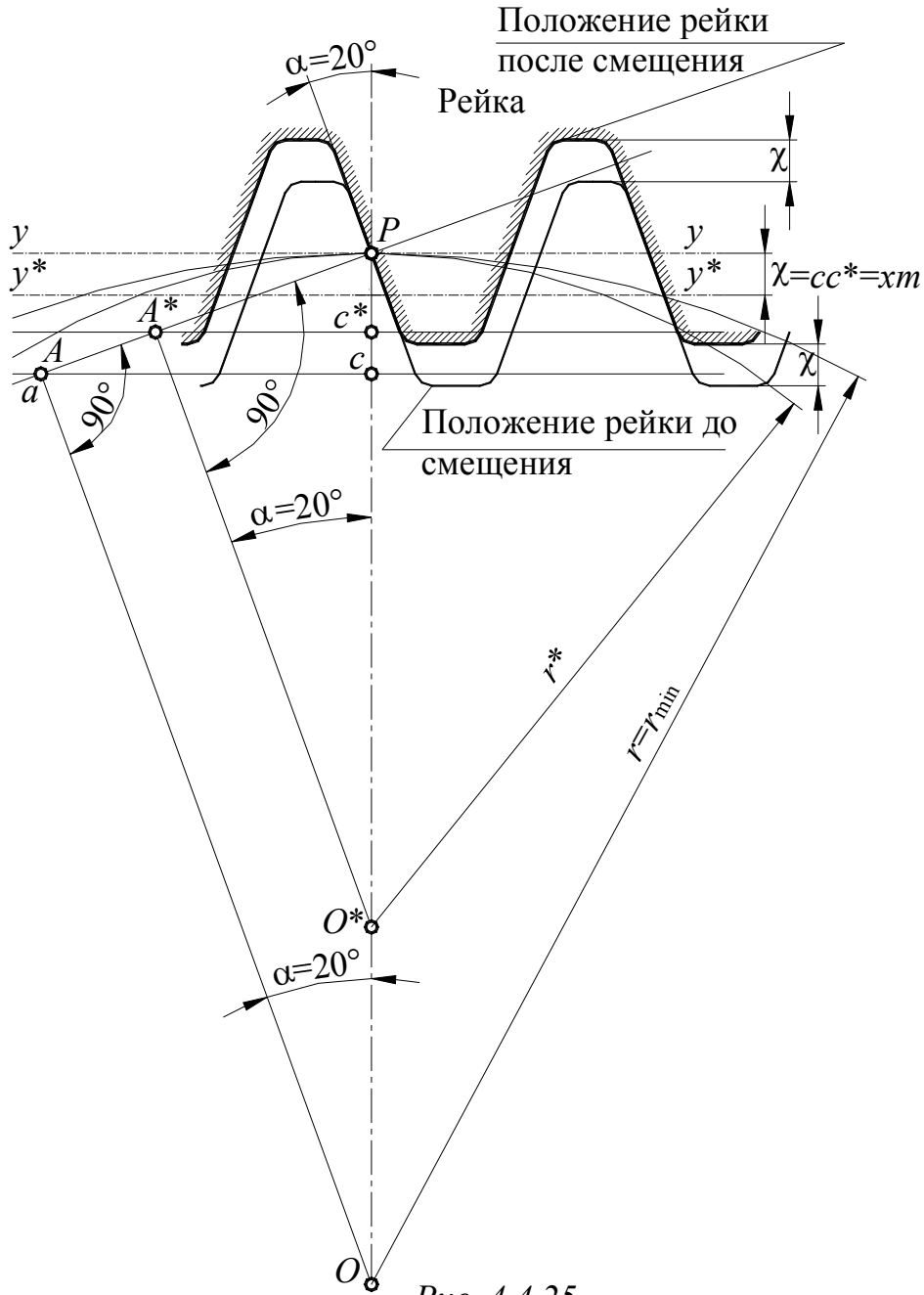


Рис. 4.4.25

Найдя пересечение линии вершин зубьев рейки с линией зацепления в точке A и восстановив перпендикуляр к линии зацепления на пересечении его с линией центров, найдем точку O , а $PO = r_{\min}$ – наименьший радиус зубчатого колеса.

При нарезании зубьев этого зубчатого колеса подреза их не будет.

Если же действительный радиус нарезаемого зубчатого колеса $r^* = O^*P$, то вся часть рейки, расположенная выше аналогично построенной точки A^* , будет осуществлять подрез ножки зуба.

Во избежание подреза сдвигаем рейку с таким расчетом, чтобы прямолинейная часть профиля зубьев рейки не была бы к центру нарезаемой шестерни ближе точки A^* , лежащей на линии зацепления. Следовательно, сдвиг нужно осуществить на величину $\chi = CC^*$.

Как видно из рис. 4.4.25, треугольник PO^*A^* подобен треугольнику POA и треугольник PC^*A^* подобен треугольнику PCA . Следовательно:

$$\frac{PO^*}{PO} = \frac{PA^*}{PA} = \frac{PC^*}{PC}$$

или, подставляя значения PO , PO^* , PC и PC^* , получим:

$$\frac{r_{\min}}{r} = \frac{z_{\min}}{z} = \frac{h_a}{h_a - \chi} = \frac{h_a^* m}{h_a^* m - \chi m}, \quad (4.4.55)$$

где $r = \frac{mz}{2}$ – радиус нарезаемого зубчатого колеса;

$\chi = \chi m$ – величина сдвига рейки;

χ – коэффициент сдвига, или относительный сдвиг инструментальной рейки.

Из последнего уравнения находим:

$$\chi = h_a^* \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}} = \chi_{\min}. \quad (4.4.56)$$

Величина коэффициента сдвига, определенная по условию отсутствия подреза ножки зуба зубчатого колеса, считается *наименьшей* и определяет его *нижний предел*.

Верхний предел определяется *условием заострения головки зуба*.

Рассмотрим задачу об определении необходимого *сдвига долбяка*.

При нормальном расположении заготовки и долбяка расстояние между их центрами равно сумме радиусов делительных окружностей (рис. 4.4.26):

$$a = r + r_{d1} = \frac{m}{2}(z + z_d). \quad (4.4.57)$$

Радиусы основных окружностей заготовки и долбяка можно считать, как:

$$r_b = r \cos \alpha = \frac{mz}{2} \cos \alpha \quad (4.4.58)$$

и

$$r_{bd} = r_d \cos \alpha = \frac{mz_d}{2} \cos \alpha. \quad (4.4.59)$$

Здесь угол зацепления α равен 20° .

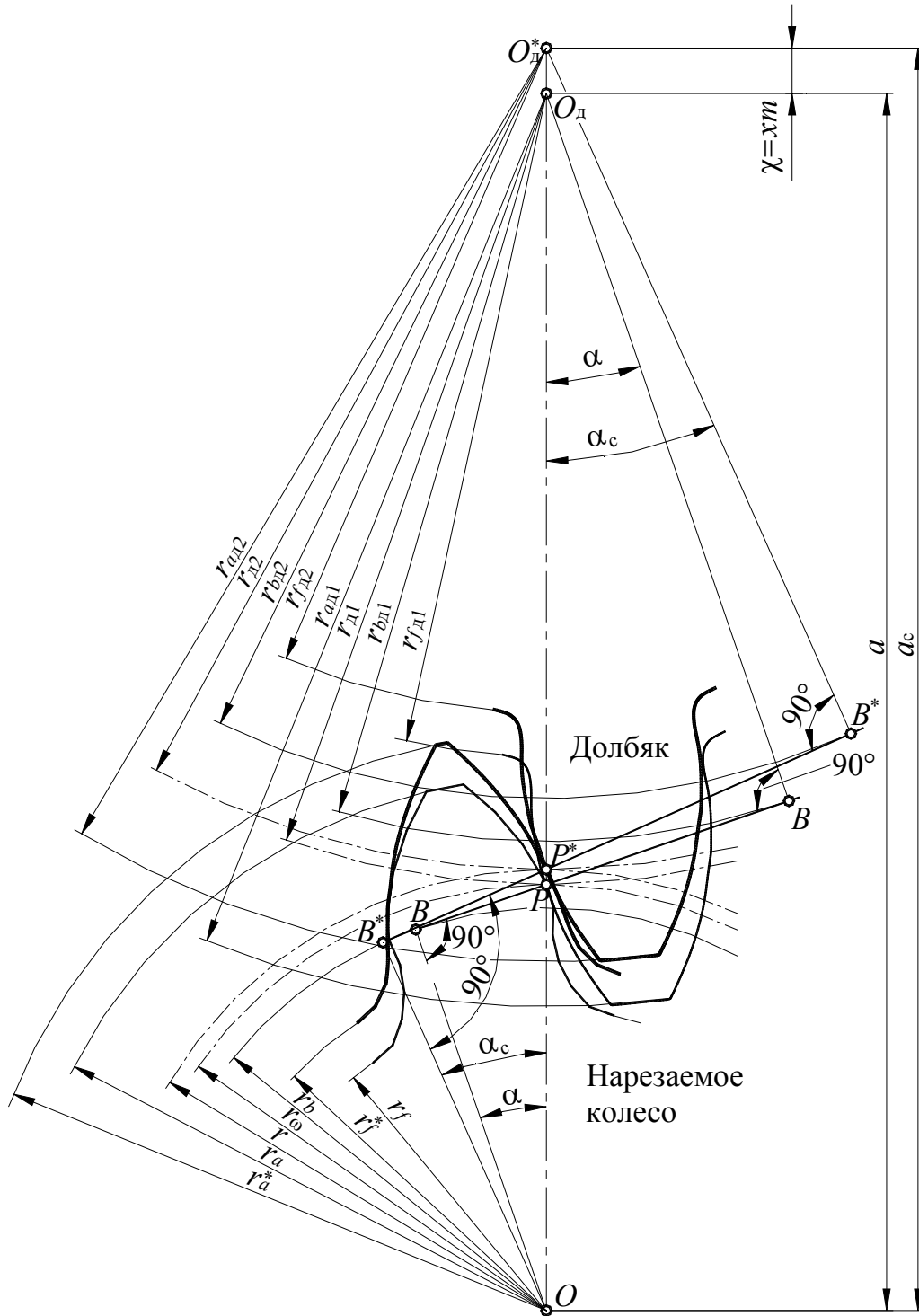


Рис. 4.4.26

Во избежание подреза ножки зуба нарезаемого колеса необходимо установить долбьяк так, чтобы окружность вершин зубьев долбьяка прошла через предельную точку линии зацепления, то есть через основание перпендикуляра, опущенного из центра заготовки на линию зацепления.

Осуществляя сдвиг долбяка на величину $\chi = xm$, соответственно увеличивают межцентровое расстояние *станочного* зацепления a_c , которое равно:

$$a_c = a + xm \quad (4.4.60)$$

или, после замены a :

$$a_c = \frac{m}{2}(z + z_d + 2x). \quad (4.4.61)$$

При увеличении межцентрового станочного расстояния диаметры делительных окружностей колеса и долбяка увеличиваются.

Линия зацепления является касательной к обеим основным окружностям, поэтому при увеличении расстояния между ними изменится также и угол зацепления. Этот угол называется *углом станочного зацепления* α_c .

Как видно из рис. 4.4.26:

$$OA = OA^* = r_b = r \cos \alpha_c,$$

$$BO_d = BO_d^* = r_{bd} = r_d \cos \alpha_c,$$

где r и r_d – радиусы начальных окружностей нарезаемого колеса и долбяка.

Следовательно:

$$r + r_d = a_c = \frac{1}{\cos \alpha_c} (r_b + r_{bd})$$

или, на основании равенств (4.4.58) и (4.4.59), получим:

$$a_c = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_c} (r + r_d) = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_c} \frac{m}{2} (z + z_d) = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_c} a \quad (4.4.62)$$

Откуда угол станочного зацепления определится, как:

$$\cos \alpha_c = \frac{a}{a_c} \cos \alpha = \cos \alpha \frac{z + z_d}{z + z_d + 2x}. \quad (4.4.63)$$

Из треугольника $A^*OO_d^*$ можно определить:

$$r_{ad}^2 = a_c^2 + r_b^2 - 2a_c r_b \cos \alpha_c. \quad (4.4.64)$$

Подставляя значения r_a , a_c и r_b , найдем коэффициент сдвига долбяка, обеспечивающий *отсутствие подреза ножки зуба*:

$$x_{\min} = \frac{a_c - a}{m} = \frac{1}{2} \left[\sqrt{(z_d + 2h_a^*)^2 + (2z_d + z)z \cos^2 \alpha} - (z + z_d) \right] \quad (4.4.65)$$

Если размеры долбяка и нарезаемого зубчатого колеса таковы, что окружность головок последнего пересекает линию зацепления вне ее предельной части, т.е. за точкой B , то произойдет срезание небольших участков головок режущими гранями оснований зубьев долбяка.

Нарезание колес с *внутренним* зубчатым венцом аналогично нарезанию колес с внешним зубчатым венцом (рис. 4.4.27).

Нарезание с помощью *долбяка* по методу обкатки является единственным возможным методом обработки колес с *внутренним* зубчатым венцом.

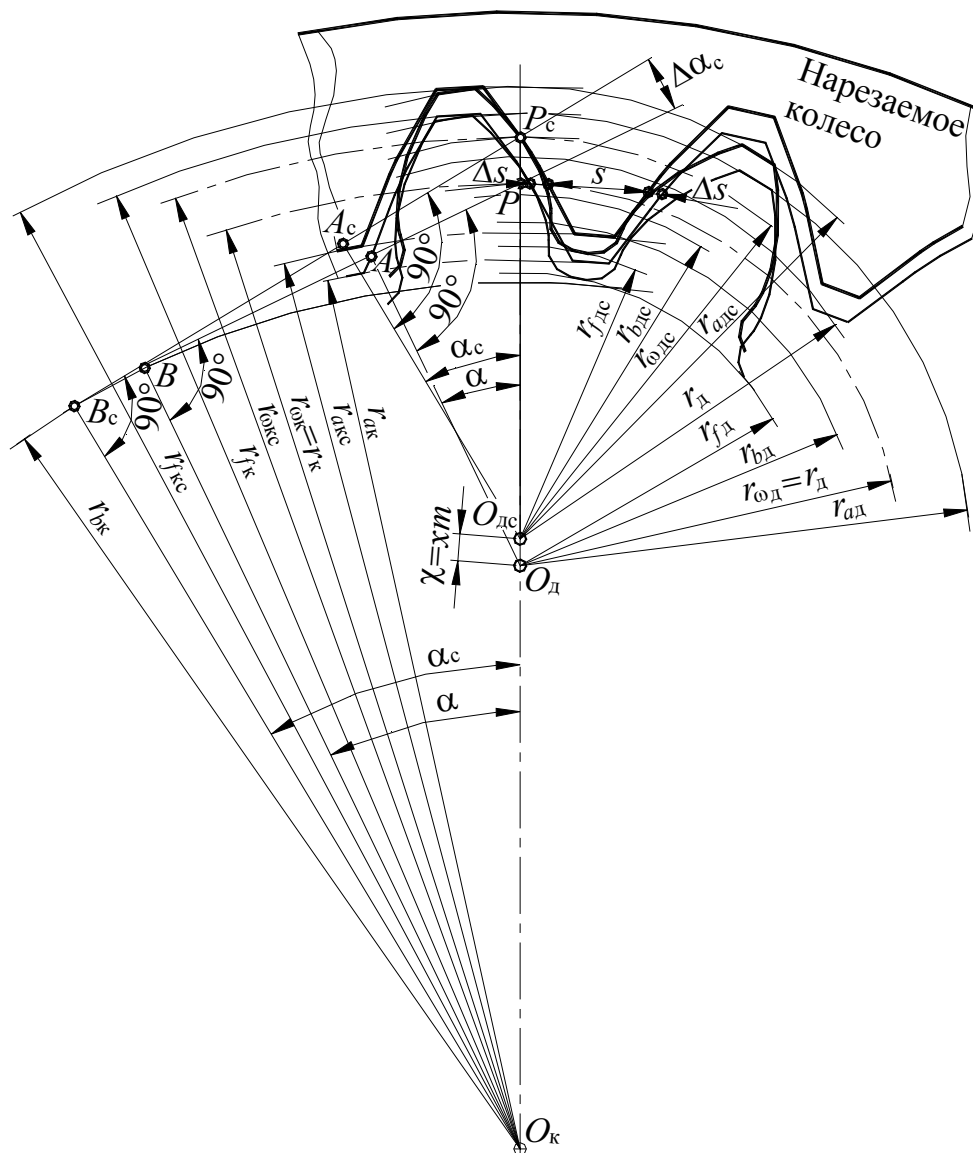


Рис. 4.4.27

4.4.2.4.3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС СО СМЕЩЕНИЕМ

Определим основные параметры внешнего зубчатого зацепления при нарезании *инструментальной рейкой*.

Основным условием сборки (монтажа) двух зубчатых колес со смещением является условие *беззазорности в зацеплении*, заключающееся в том, что *теоретически* боковой зазор должен отсутствовать

(фактически зазор определяется принятым классом точности изготовления, то есть величиной допусков; он необходим из-за нагревания передачи, неточности ее изготовления и монтажа).

Условие отсутствия бокового зазора в зацеплении записывается в виде (рис. 4.4.28):

$$s_{\omega 1} + s_{\omega 2} = p_{\omega} = \pi m_{\omega} \quad (4.4.66)$$

где $s_{\omega 1}$ и $s_{\omega 2}$ – толщины зубьев по начальным окружностям радиусов $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$;

$$p_{\omega} = \frac{2\pi r_{\omega 1}}{z_1} = \frac{2\pi r_{\omega 2}}{z_2} \text{ – шаг по начальным окружностям радиусов } r_{\omega 1}$$

и $r_{\omega 2}$;

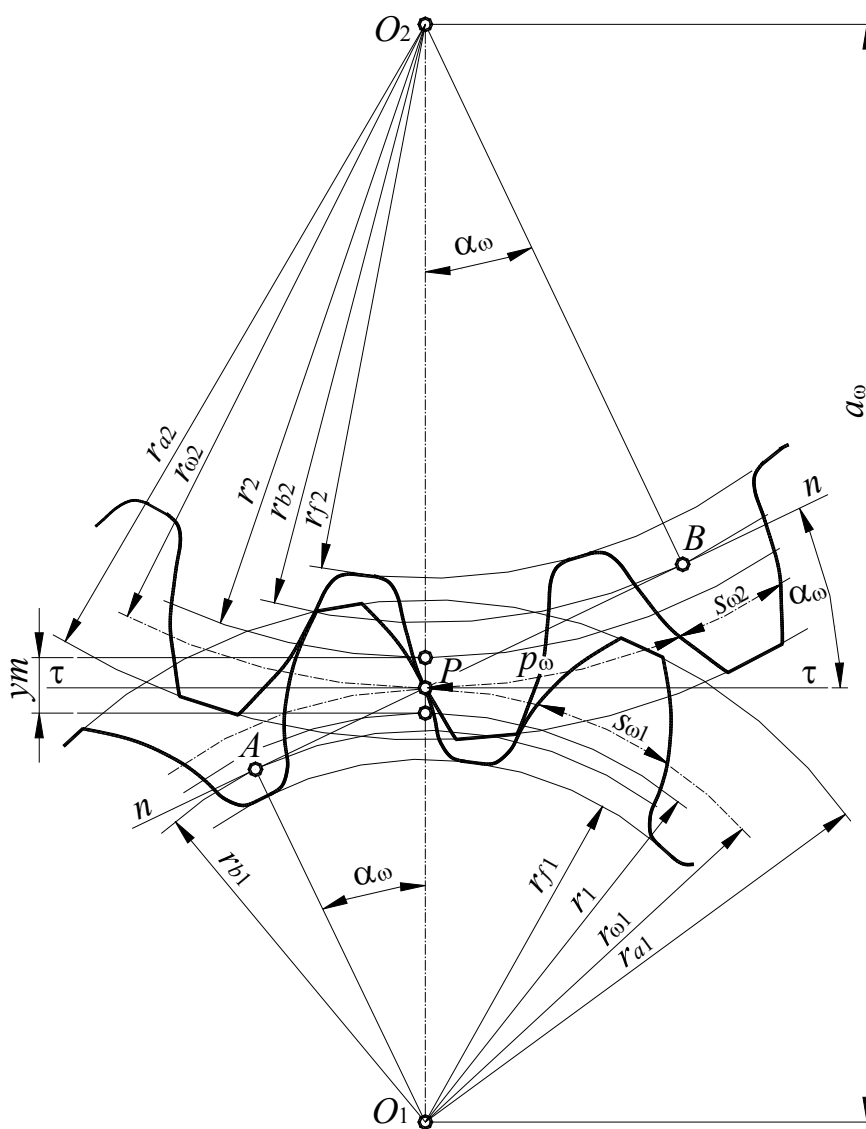


Рис. 4.4.28

$$m_{\omega} = \frac{2r_{\omega 1}}{z_1} = \frac{2r_{\omega 2}}{z_2} \text{ – модуль зубчатого зацепления по начальной окружности.}$$

ружности.

При нарезании зубьев зубчатых колес с *положительным* сдвигом рейки:

$$\chi_1 = x_1 m ,$$

$$\chi_2 = x_2 m .$$

В этом случае толщина зубьев по *делительным* окружностям будет равна (рис. 4.4.29):

$$s_1 = \frac{p_p}{2} + 2\Delta s_{\omega 1} = \frac{p_p}{2} + 2\chi_1 \operatorname{tg} \alpha = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) = m \left(\frac{\pi}{2} + \delta_1 \right), \quad (4.4.67)$$

$$s_2 = \frac{p_p}{2} + 2\Delta s_{\omega 2} = \frac{p_p}{2} + 2\chi_2 \operatorname{tg} \alpha = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) = m \left(\frac{\pi}{2} + \delta_2 \right) \quad (4.4.68)$$

Из треугольника *cde* (рис. 4.4.27) получаем:

$$\Delta s = \chi \operatorname{tg} \alpha = x m \operatorname{tg} \alpha , \quad (4.4.69)$$

$$2x_1 \operatorname{tg} \alpha = \delta_1 , \quad (4.4.70)$$

$$2x_2 \operatorname{tg} \alpha = \delta_2 . \quad (4.4.71)$$

Величины Δs , δ_1 и δ_2 характеризуют относительное увеличение толщины зуба.

Пользуясь основными свойствами эвольвенты, можно определить толщину зуба *s* по начальной окружности радиуса r_{ω} .

Из рис. 4.4.30 очевидно, что:

$$\beta_{\omega} + \theta_{\omega} = \beta + \theta ,$$

где $\theta_{\omega} = \operatorname{inv} \alpha_{\omega}$ и $\theta = \operatorname{inv} \alpha$ – соответствующие полярные углы эвольвентной кривой;

β_{ω} и β – центральные углы, равные:

$$\beta_{\omega} = \frac{s_{\omega}}{2r_{\omega}} , \quad \beta = \frac{s}{2r} .$$

После подстановки найдем:

$$s_{\omega} = s \frac{r_{\omega}}{r} - 2r_{\omega} (\operatorname{inv} \alpha_{\omega} - \operatorname{inv} \alpha) \quad (4.4.72)$$

где $\cos \alpha = \frac{r_b}{r}$, $\cos \alpha_{\omega} = \frac{r_b}{r_{\omega}}$.

$\alpha = 20^{\circ}$ профильный угол рейки,

α_{ω} – угол проектируемого зацепления при сборке.

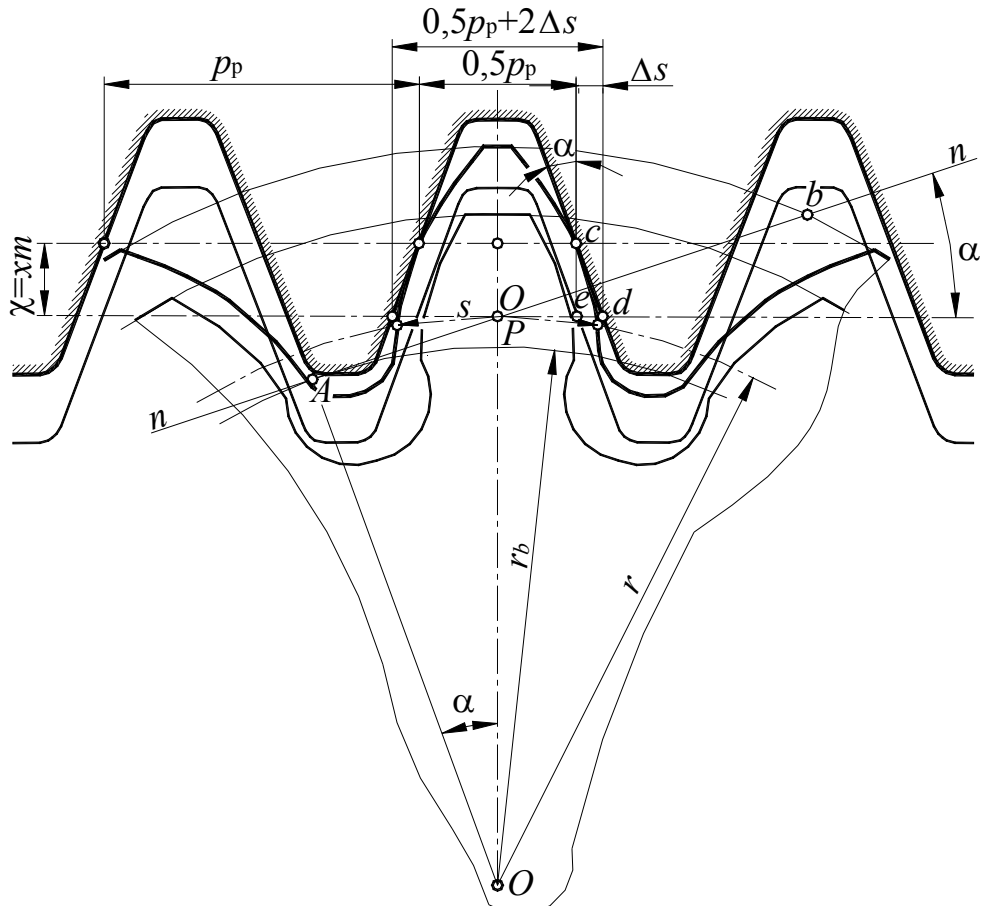


Рис. 4.4.29

Согласно вышеприведенным зависимостям, толщины зубьев по *начальным* окружностям двух зубчатых колес радиусом $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$ равны:

$$s_{\omega 1} = s_1 \frac{r_{\omega 1}}{r_1} - 2r_{\omega 1} (\theta_{\omega} - \theta) = r_{\omega 1} \left[\frac{\pi}{z_1} + 2 \frac{\delta_1}{z_1} - (\theta_{\omega} - \theta) \right], \quad (4.4.73)$$

$$s_{\omega 2} = s_2 \frac{r_{\omega 2}}{r_2} - 2r_{\omega 2} (\theta_{\omega} - \theta) = r_{\omega 2} \left[\frac{\pi}{z_2} + 2 \frac{\delta_2}{z_2} - (\theta_{\omega} - \theta) \right]. \quad (4.4.74)$$

Подставляя полученные значения $s_{\omega 1}$, $s_{\omega 2}$ и p_{ω} в уравнение (4.4.66), получаем:

$$\begin{aligned} r_{\omega 1} \left[\frac{\pi}{z_1} + 2 \frac{\delta_1}{z_1} - 2(\operatorname{inv} \alpha_{\omega} - \operatorname{inv} \alpha) \right] + r_{\omega 2} \left[\frac{\pi}{z_2} + 2 \frac{\delta_2}{z_2} - 2(\operatorname{inv} \alpha_{\omega} - \operatorname{inv} \alpha) \right] = \\ = \frac{2\pi r_{\omega 1}}{z_1} = \frac{2\pi r_{\omega 2}}{z_2}. \end{aligned} \quad (4.4.75)$$

Учитывая, что:

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{r_{\omega 1}}{r_{\omega 2}} = \frac{z_1}{z_2} = u$$

и заменяя в уравнении (4.4.75) значения $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$ через:

$$r_{\omega 1} = r_{\omega 2} \frac{z_1}{z_2},$$

$$r_{\omega 2} = r_{\omega 1} \frac{z_2}{z_1},$$

после преобразований получим:

$$2\pi + 2(\delta_1 + \delta_2) - 2(z_1 + z_2) \operatorname{inv}\alpha_{\omega} + 2(z_1 + z_2) \operatorname{inv}\alpha = 2\pi,$$

откуда, принимая во внимание соотношения (4.4.69)-(4.4.71), определяем инвалюту угла проектируемого зацепления:

$$\begin{aligned} \operatorname{inv}\alpha_{\omega} &= \operatorname{inv}\alpha + \frac{\delta_1 + \delta_2}{z_1 + z_2} = \\ &= \operatorname{inv}\alpha + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \operatorname{tg}\alpha. \end{aligned}$$

(4.4.76)

Для краткости можно положить, что:

$$x_1 + x_2 = x_{\Sigma}$$

$$z_1 + z_2 = z_{\Sigma}.$$

Тогда:

$$\theta_{\omega} = \operatorname{inv}\alpha_{\omega} = \operatorname{inv}\alpha + 2 \frac{x_{\Sigma}}{z_{\Sigma}} \operatorname{tg}\alpha \quad (4.4.77)$$

Как видно из (4.4.77):

$$\alpha_{\omega} > \alpha \text{ при положительной величине суммарного сдвига } x_{\Sigma},$$

$$\alpha_{\omega} < \alpha \text{ при отрицательной величине суммарного сдвига } x_{\Sigma}$$

$$\alpha_{\omega} = \alpha \text{ при } x_{\Sigma} = 0.$$

Из рис. 4.4.28, на котором показана картина зацепления проектируемой передачи зубчатых колес, очевидно, что радиусы начальных окружностей равны:

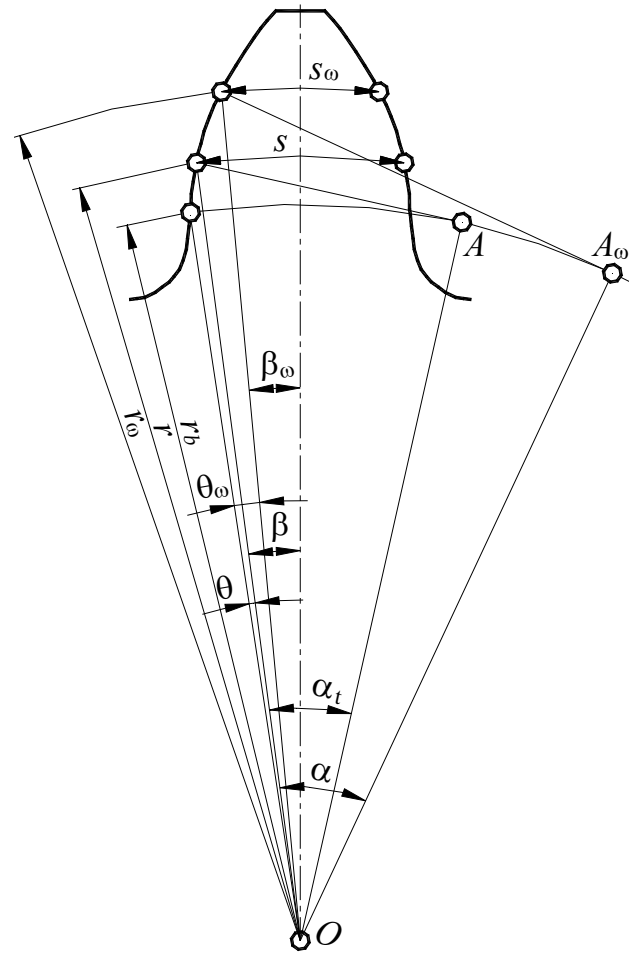


Рис. 4.4.30

$$r_{\omega 1} = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha_{\omega}} \quad (4.4.78)$$

и

$$r_{\omega 2} = \frac{r_{b2}}{\cos \alpha_{\omega}}. \quad (4.4.79)$$

Из рис. 4.4.28 и 4.4.29 видно, что радиусы основных окружностей равны:

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha = \frac{mz_1}{2} \cos \alpha, \quad (4.4.80)$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha = \frac{mz_2}{2} \cos \alpha. \quad (4.4.81)$$

Следовательно:

$$r_{\omega 1} = \frac{mz_1}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}}, \quad (4.4.82)$$

$$r_{\omega 2} = \frac{mz_2}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}} \quad (4.4.83)$$

и межцентровое расстояние:

$$a_{\omega} = (r_{\omega 1} + r_{\omega 2}) = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}} = m \frac{z_{\Sigma}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}} = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}}, \quad (4.4.84)$$

где:

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{mz_{\Sigma}}{2}. \quad (4.4.85)$$

Прямая вершин *инструментальной рейки* при нарезании является касательной к окружности *впадин* зубчатого колеса (рис. 4.4.29). Следовательно, радиусы r_f окружностей *впадин* можно определить из зависимостей:

$$r_{f1} = r_1 + \chi_1 - h_a - c, \quad (4.4.86)$$

$$r_{f2} = r_2 + \chi_2 - h_a - c \quad (4.4.87)$$

или, выражая все размеры в относительных величинах, полагая:

$$h_a = h_a^* m,$$

$$c = c^* m,$$

получим:

$$r_{f1} = m \left(\frac{z_1}{2} + x_1 - h_a^* - c^* \right) \quad (4.4.88)$$

$$r_{f2} = m \left(\frac{z_2}{2} + x_2 - h_a^* - c^* \right) \quad (4.4.89)$$

Высота *головок зубьев* выбирается так, чтобы зазор между окружностью впадин одного колеса и окружностью вершин другого был равен заданному значению радиального зазора c .

Тогда, согласно данному условию, можно написать (рис. 4.4.28):

$$r_{a1} = a_{\omega} - r_{f2} - c, \quad (4.4.90)$$

$$r_{a2} = a_{\omega} - r_{f1} - c. \quad (4.4.91)$$

После замены значений r_{f2} , r_{f1} , и c получим:

$$r_{a1} = a_{\omega} - \frac{mz_2}{2} - x_2m + h_a^*m, \quad (4.4.92)$$

$$r_{a2} = a_{\omega} - \frac{mz_1}{2} - x_1m + h_a^*m. \quad (4.4.93)$$

Таким образом, получены формулы для расчета основных размеров зубчатых колес со смещением, нарезанных инструментальной рейкой.

Межцентровое расстояние a_{ω} можно также выразить зависимостью:

$$a_{\omega} = a + yt, \quad (4.4.94)$$

где y – коэффициент воспринимаемого смещения (этот коэффициент характеризует изменение межцентрового расстояния);

yt – расстояние между делительными окружностями в проектируемом зацеплении.

Из формулы (4.4.94):

$$y = \frac{a_{\omega} - a}{m}. \quad (4.4.95)$$

Подставляя ранее приведенные значения a_{ω} и a , получим:

$$y = \frac{z_{\Sigma}}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}} - 1 \right) \quad (4.4.96)$$

Коэффициент воспринимаемого смещения y не равен суммарному коэффициенту сдвига x_{Σ} .

Если $x_{\Sigma} = y$, то получается большой боковой зазор, во избежание которого и осуществляется *обратное смещение*, называемое *уравнительным*.

Поэтому нужно положить, что:

$$x_{\Sigma} - y = \Delta y \quad (4.4.97)$$

или

$$x_1 + x_2 = y + \Delta y \quad (4.4.98)$$

где Δy – уравнительный коэффициент смещения.

Подставляя значения y , получим:

$$\Delta y = x_{\Sigma} - \frac{z_{\Sigma}}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}} - 1 \right). \quad (4.4.99)$$

Если $x_{\Sigma}=0$, то $\alpha_{\omega}=\alpha$ и $\Delta y=0$.

В станочном зацеплении $\Delta y=0$ и $x_{\Sigma} = y$.

Для того чтобы в проектируемом зацеплении сохранить заданное значение радиального зазора, высоту зубьев колес приходится уменьшать на величину уравнивающего сдвига Δy .

Если в равенства (4.4.92) и (4.4.83), определяющие *радиусы окружности вершин*, подставить выражение для межцентрового расстояния (4.4.94) и выражение (4.4.98), то получим:

$$r_{a1} = m \left(\frac{z_1}{2} + h_a^* + x_1 - \Delta y \right), \quad (4.4.100)$$

$$r_{a2} = m \left(\frac{z_2}{2} + h_a^* + x_2 - \Delta y \right). \quad (4.4.101)$$

Определим *основные параметры передачи*, составленной из колес, нарезанных долбяком.

Величину станочного угла зацепления для колес, нарезаемых долбяком, можно определить по формуле (4.4.77), положив $x_{\Sigma} = x$:

$$\operatorname{inv} \alpha_c = \operatorname{inv} \alpha + 2 \frac{x}{z + z_d} \operatorname{tg} \alpha, \quad (4.4.102)$$

откуда:

$$x \operatorname{tg} \alpha = (z + z_d) (\operatorname{inv} \alpha_c - \operatorname{inv} \alpha). \quad (4.4.103)$$

После чего, определяя толщину зуба по делительной окружности, получаем (рис. 4.4.31):

$$s = \frac{\pi m}{2} + m x \operatorname{tg} \alpha = m \left[\frac{\pi}{2} + (z + z_d) (\operatorname{inv} \alpha_c - \operatorname{inv} \alpha) \right]. \quad (4.4.104)$$

Равенство (4.4.104) показывает, что толщина зуба по делительной окружности зависит не только от коэффициента сдвига x , но и от диаметра долбяка, которым колесо нарезается.

При сборке зубчатых колес используется *условие отсутствия бокового зазора в зацеплении*, которое имеет вид выражения (4.4.66) (рис. 4.4.28):

$$p_{\omega} = \pi m_{\omega} = s_{\omega 1} + s_{\omega 2}. \quad (4.4.105)$$

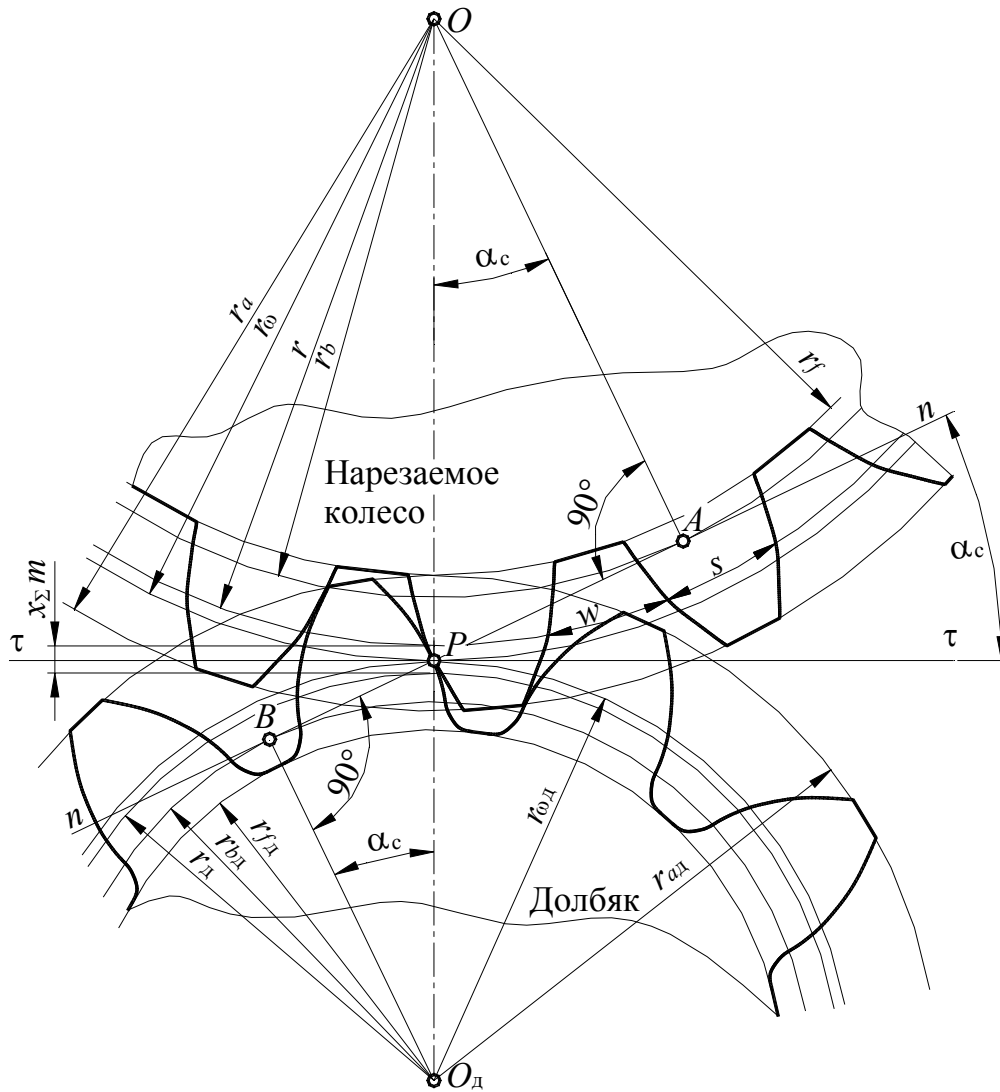


Рис. 4.4.31

Согласно (4.4.73) и (4.4.74) толщины зубьев $s_{\omega 1}$ и $s_{\omega 2}$ равны:

$$s_{\omega 1} = r_{\omega 1} \left[\frac{s_1}{r_1} - 2(\operatorname{inv} \alpha_{\omega} - \operatorname{inv} \alpha) \right] =$$

$$= m_{\omega} \left[\frac{\pi}{2} + (z_1 + z_{d1})(\operatorname{inv} \alpha_{c1} - \operatorname{inv} \alpha) - z_1(\operatorname{inv} \alpha_{\omega} - \operatorname{inv} \alpha) \right], \quad (4.4.106)$$

$$s_{\omega 2} = r_{\omega 2} \left[\frac{s_2}{r_2} - 2(\operatorname{inv} \alpha_{\omega} - \operatorname{inv} \alpha) \right] =$$

$$= m_{\omega} \left[\frac{\pi}{2} + (z_2 + z_{d2})(\operatorname{inv} \alpha_{c2} - \operatorname{inv} \alpha) - z_2(\operatorname{inv} \alpha_{\omega} - \operatorname{inv} \alpha) \right], \quad (4.4.107)$$

где z_{d1} и z_{d2} — числа зубьев двух долбяков, используемых при нарезании зубчатых колес;

$r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$ – радиусы начальных окружностей, равные:

$$r_{\omega 1} = \frac{m_d z_1}{2}, \quad (4.4.108)$$

$$r_{\omega 2} = \frac{m_d z_2}{2}. \quad (4.4.109)$$

Подставляя полученные значения $s_{\omega 1}$ и $s_{\omega 2}$ в равенство (4.4.66), после преобразований находим инвалюту угла проектируемого зацепления:

$$\text{inv}\alpha_{\omega} = \frac{z_1 + z_{d1}}{z_1 + z_2} \text{inv}\alpha_{c1} + \frac{z_2 + z_{d2}}{z_1 + z_2} \text{inv}\alpha_{c2} - \frac{z_{d1} + z_{d2}}{z_1 + z_2} \text{inv}\alpha \quad (4.4.110)$$

Из уравнения (4.4.103) видно, что:

$$(z_1 + z_{d1}) \text{inv}\alpha_{c1} = (z_1 + z_{d1}) \text{inv}\alpha + 2x_1 \text{tg}\alpha, \quad (4.4.111)$$

$$(z_2 + z_{d2}) \text{inv}\alpha_{c2} = (z_2 + z_{d2}) \text{inv}\alpha + 2x_2 \text{tg}\alpha. \quad (4.4.112)$$

Подставляя эти значения в уравнение (4.4.110), определяющее угол проектируемого зацепления α_{ω} , после преобразований находим:

$$\text{inv}\alpha_{\omega} = \text{inv}\alpha + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \text{tg}\alpha, \quad (4.4.113)$$

совпадающее с равенством (4.4.76).

Вычисление величин радиусов начальных окружностей $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$ радиусов окружностей вершин r_{a1} и r_{a2} , радиусов окружностей впадин r_{f1} и r_{f2} , межцентрового расстояния a_{ω} выполняют по формулам, применяемым для зубчатых колес, обработанных инструментальной рейкой.

Рассмотрим *внутреннее* зацепление.

На колесо зацепления, имеющее *внешний* зубчатый венец, распространяются зависимости (4.4.66)-(4.4.76).

Для колеса с *внутренним* зубчатым венцом (рис. 4.4.27) которое может быть нарезано только *долбяком*, из условия станочного зацепления рассчитываются аналогично:

- радиус делительной окружности:

$$r = \frac{mz}{2};$$

- толщина зуба по делительной окружности

$$s = p - 2\Delta s = m \left(\frac{\pi}{2} - 2x \text{tg}\alpha \right); \quad (4.4.114)$$

- угол *станочного* зацепления:

$$\text{inv}\alpha_c = \text{inv}\alpha + 2 \frac{x}{z - z_d} \text{tg}\alpha; \quad (4.4.115)$$

- межцентровое расстояние *станочного* зацепления:

$$a_C = \frac{m}{2} (z - z_d) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_c}. \quad (4.4.116)$$

Из условия отсутствия бокового зазора проектируемого зацепления найдем:

$$p_\omega = \pi m_\omega = s_1 + s_2; \quad (4.4.117)$$

- угол проектируемого зацепления:

$$\operatorname{inv} \alpha_\omega = \operatorname{inv} \alpha - 2 \frac{x_1 + x_2}{z_2 - z_1} \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.4.118)$$

- радиусы начальных окружностей:

$$r_{\omega 1} = \frac{m z_1 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_\omega}, \quad (4.4.119)$$

$$r_{\omega 2} = \frac{m z_2 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_\omega}, \quad (4.4.120)$$

- межцентровое расстояние проектируемого зацепления колес:

$$a_\omega = r_{\omega 2} - r_{\omega 1} = \frac{m}{2} (z_2 - z_1) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_\omega} = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_\omega} \quad (4.4.121)$$

- радиусы окружностей впадин:

$$r_{f1} = a_{C1} - r_{ад1} = m \left(\frac{z_1}{2} + x_1 - h_a^* - c^* \right), \quad (4.4.122)$$

$$r_{f2} = a_{C2} - r_{ад2} = m \left(\frac{z_2}{2} + x_2 - h_a^* - c^* \right), \quad (4.4.123)$$

- радиусы окружностей вершин:

$$r_{a1} = r_{f2} + c + a = m \left(\frac{z_1}{2} + x_1 + h_a^* + \Delta y \right), \quad (4.4.124)$$

$$r_{a2} = r_{f1} - c - a = m \left(\frac{z_2}{2} + x_2 + h_a^* - \Delta y \right), \quad (4.4.125)$$

- толщину зубьев по начальным окружностям:

$$s_{\omega 1} = r_{\omega 1} \left[\frac{\pi - 4x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_1} - 2(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_\omega) \right], \quad (4.4.126)$$

$$s_{\omega 2} = p_\omega - s_{\omega 1} = r_{\omega 2} \left[\frac{\pi - 4x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} + 2(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_\omega) \right]. \quad (4.4.127)$$

Чтобы весь профиль зуба был очерчен по *эвольвенте*, необходимо соблюдение условия:

$$r_{a1} \geq r_{b1}. \quad (4.4.128)$$

Это условие может быть обеспечено выбором соответствующего сдвига x_d режущего инструмента.

Рассмотрим расчет основных параметров *внешнего* зубчатого зацепления при *заданном межцентровом расстоянии*.

В соответствии с формулой (4.4.84) находим проектируемый угол зацепления:

$$\cos \alpha_{\omega} = \frac{a}{a_{\omega}} \cos \alpha \quad (4.4.129)$$

Затем, согласно формуле (4.4.96), определяем коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{1}{m} (a_{\omega} - a) = \frac{z_{\Sigma}}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}} - 1 \right). \quad (4.4.130)$$

Далее, согласно формуле (4.4.98), находим суммарный коэффициент сдвига:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = \frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha} \left[(z_1 + z_2) \operatorname{inv} \alpha_{\omega} - \operatorname{inv} \alpha \right] \quad (4.4.131)$$

и уравнивающий коэффициент смещения:

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y. \quad (4.4.132)$$

Коэффициенты сдвига режущего инструмента приближенно распределяем, согласовывая с величиной передаточного отношения, согласно следующей зависимости:

$$x_1 z_1 \approx x_2 z_2 \quad (4.4.133)$$

или

$$x_1 u \approx x_2, \quad (4.4.134)$$

Большую величину сдвига осуществляют на малом зубчатом колесе.

Далее следует произвести проверку по *условию отсутствия заострения зубьев* колес спроектированной передачи (рис. 4.4.32).

При заострении вершин зубьев толщина зуба по окружности вершин s_a (при $r_a = r_{\max}$) равна нулю, в то время как техническими условиями требуется выполнение условия:

$$s_a \geq (0,3 - 0,4)m \quad (4.4.135)$$

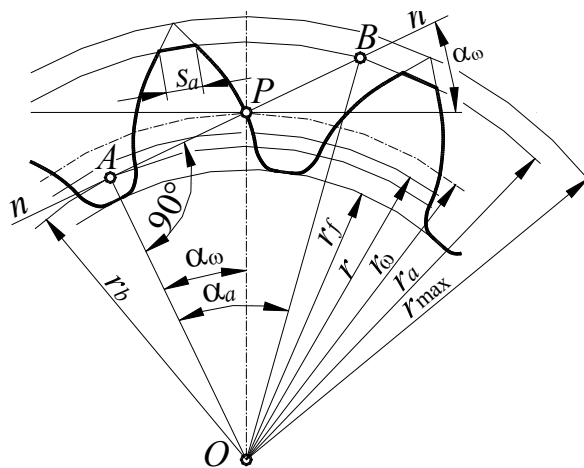


Рис. 4.4.32

Заострения не будет, если действительный радиус окружности вершин r_a будет меньше радиуса окружности заостренного профиля зуба r_{\max} (рис. 4.4.32).

Воспользуемся формулой (4.4.72), подставив в нее вместо s_ω значение толщины зуба по окружности выступов s_a .

С учетом формул (4.4.67) и (4.4.67) после преобразований получим:

$$s_a = r_a \left[\frac{\pi + 4x_\Sigma \operatorname{tg} \alpha_\omega}{z} - 2(\operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha) \right], \quad (4.4.136)$$

где α_a – угол давления на окружности вершин, определяемый по формуле:

$$\alpha_a = \arccos \frac{r}{r_a}. \quad (4.4.137)$$

Из формулы (4.4.136) следует, что опасность заострения возрастает с увеличением суммарного коэффициента сдвига $x_\Sigma = x_1 + x_2$.

Для колес с *внутренним* зубчатым венцом заострение будет отсутствовать, если действительный радиус окружности вершин r_a будет больше радиуса окружности заостренного профиля зуба r_{\max} (рис. 4.4.27).

В общем случае выбор оптимальных коэффициентов смещения, наилучшим образом удовлетворяющих конкретным требованиям, предъявляемым к данной передаче, представляет собой одну из наиболее сложных задач ее проектирования.

Следует учитывать, что более полное использование одного преимущества, например, повышения контактной прочности зубьев за счет выбора большого коэффициента суммы смещений x_Σ , может вызвать ухудшение других показателей передачи (заострение зубьев, уменьшение коэффициента перекрытия, внедрение головки зуба одного колеса в переходную кривую другого и т.д.).

4.4.2.5. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ С КРУГЛЫМИ КОЛЕСАМИ. ИХ ОСОБЕННОСТИ

4.4.2.5.1. 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. 4.4.7, 4.4.8, 4.4.33).

В *прямозубых* зацеплениях соприкасаются друг с другом две *цилиндрические эвольвентные* поверхности E (рис. 4.4.33), 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 осей вращения. Геометрическое место всех линий касания одной пары зубьев за весь период зацепления называется *полем зацепления*.

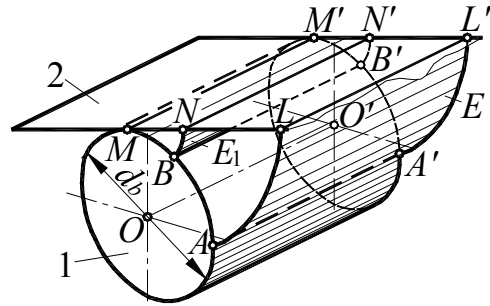


Рис. 4.4.33

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.

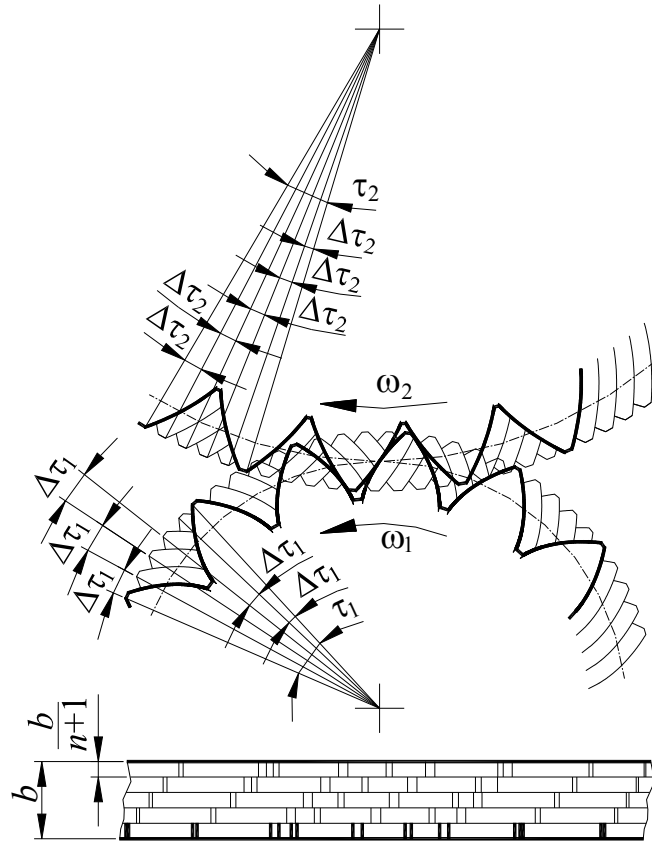


Рис. 4.4.34

Коэффициент перекрытия можно увеличить применением *ступенчатых* зубчатых колес. Возьмем пару сопряженных зубчатых прямозубых колес и рассечем ее n плоскостями, параллельными торцовой плоскости. В результате получим прямозубые сопряженные зубчатые колеса, состоящие из $n + 1$ составляющих узких колес (рис. 4.4.34). Повернем каждое последующее составляющее узкое колесо относительно предыдущего на некоторый угол $\Delta\tau_i$ относительно оси колеса. При этом:

$$\begin{aligned} \Delta\tau_1(n+1) &= \tau_1, \\ \Delta\tau_2(n+1) &= \tau_2, \\ \tau_1 &= u\tau_2, \end{aligned}$$

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. 4.4.35). Зацепление таких зубьев называют *косозубым*.

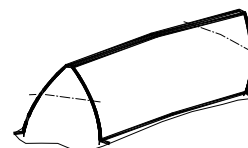


Рис. 4.4.35

Образование боковой поверхности *косого* зуба можно представить, если рассмотреть качение без скольжения некоторой плоскости 2 по основному цилиндру диаметром d_b с осью OO (рис. 4.4.36). 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 *косого* 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.

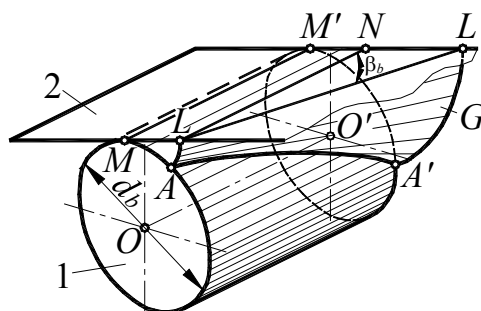


Рис. 4.4.36

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.

4.4.2.5.2. 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. 4.4.37):

$$p = 2\pi r_b \operatorname{ctg} \beta_b = 2\pi r_\omega \operatorname{ctg} \beta_\omega = 2\pi r \operatorname{ctg} \beta, \quad (4.4.138)$$

откуда:

$$\operatorname{tg} \beta_\omega = \frac{r_\omega}{r_b} \operatorname{tg} \beta_b = \frac{r_\omega}{r} \operatorname{tg} \beta. \quad (4.4.139)$$

В *косозубом* зацеплении (рис. 4.4.38) различают *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.

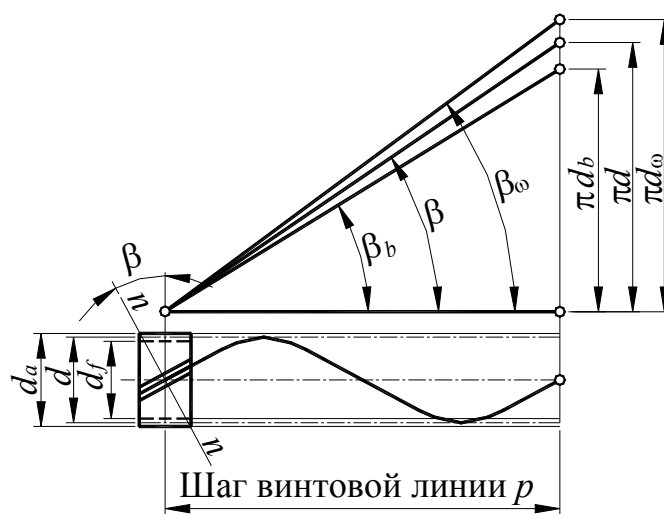


Рис. 4.4.37

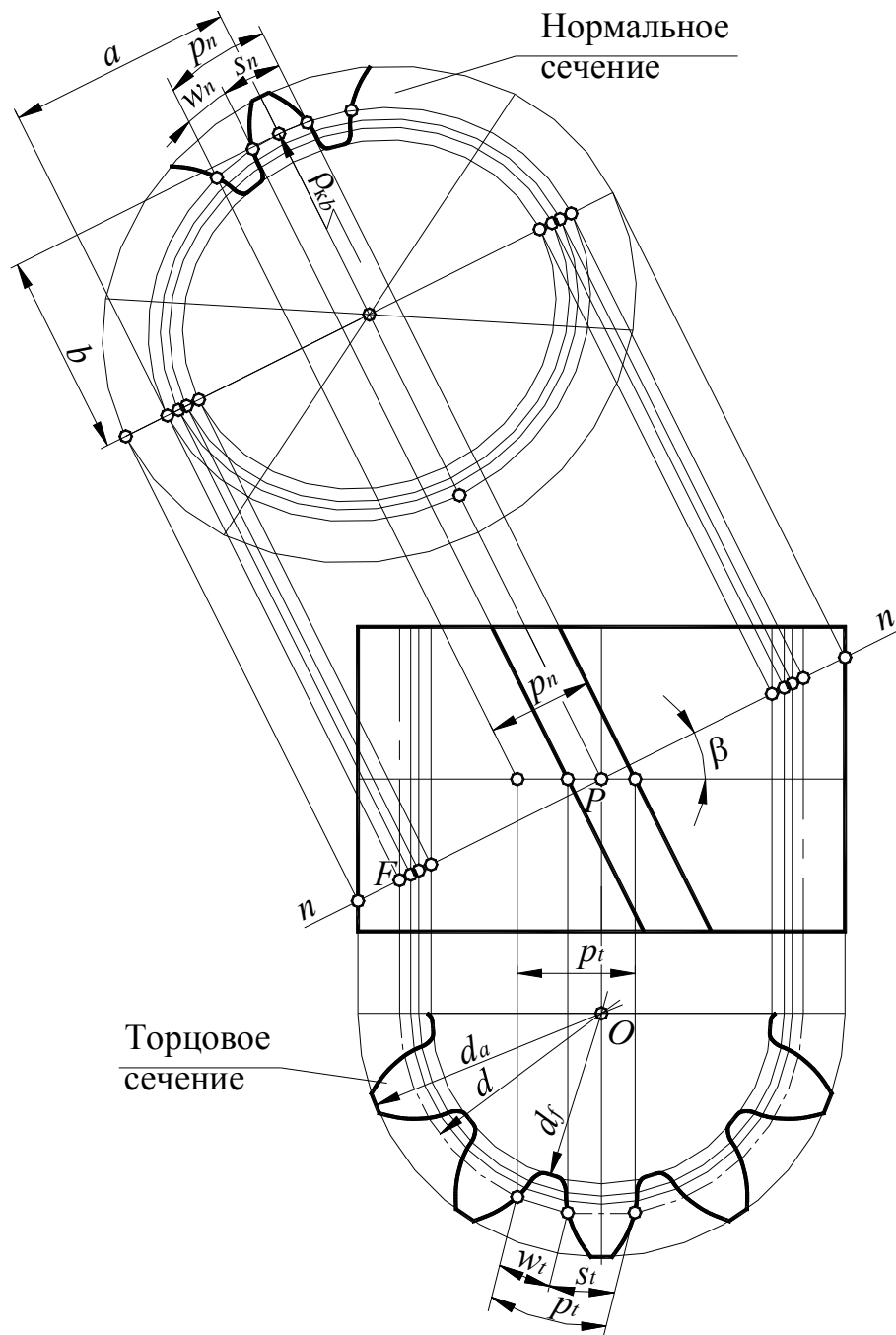


Рис. 4.4.38

Из рис. 4.4.37 очевидно, что:

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}. \quad (4.4.140)$$

Разделив обе части уравнения (4.4.140) на число π , получим взаимосвязь между модулями косозубого зацепления:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}. \quad (4.4.141)$$

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 mn (рис. 4.4.38). В сечении получается прямозубое эллипсоидное колесо с полуосями a и b .

$$a = \frac{d}{2 \cos \beta} = \frac{r}{\cos \beta}, \quad (4.4.142)$$

$$b = \frac{d}{2} = r. \quad (4.4.143)$$

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

$$\rho_{kb} = \frac{a^2}{b} = \frac{r}{\cos^2 \beta} \quad (4.4.144)$$

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:

$$2\pi\rho_{kb} = z_v p_n \quad (4.4.145)$$

или, после деления обеих частей уравнения на число π :

$$2\rho_{kb} = z_v m_n, \quad (4.4.146)$$

откуда найдем приведенное число зубьев:

$$z_v = \frac{2\rho_{kb}}{m_n}. \quad (4.4.147)$$

Подставив значение ρ из (4.4.144), получим:

$$z_v = \frac{2r}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} \quad (4.4.148)$$

Так как:

$$2r = d = m_t z, \quad (4.4.149)$$

то:

$$z_v = \frac{m_t}{m_n} \frac{z}{\cos^2 \beta} \quad (4.4.150)$$

или, после подстановки значения m_t из (4.4.141), получим:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (4.4.151)$$

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

$$z_{\min} = \frac{2f}{\sin^2 \alpha} \cos^3 \beta = 18 \cos^3 \beta. \quad (4.4.152)$$

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

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

межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = a = m_t \frac{z_2 \pm z_1}{2} = m_n \frac{z_2 \pm z_1}{2 \cos \beta}, \quad (4.4.153)$$

диаметр делительного цилиндра:

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}, \quad (4.4.154)$$

высота делительной головки зуба:

$$h_a = h_a^* m_n, \quad (4.4.155)$$

высота делительной ножки зуба:

$$h_f = (h_a^* + c^*) m_n, \quad (4.4.156)$$

полная высота зуба:

$$h = (2h_a^* + c^*) m_n, \quad (4.4.157)$$

диаметр цилиндра вершин:

$$d_a = d \pm 2h_a^* m_n = \frac{m_n}{\cos \beta} \pm 2h_a^* m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} \pm 2h_a^* \right) \quad (4.4.158)$$

диаметр цилиндра *впадин*:

$$d_f = d \mp 2(h_a^* + c^*)m_n = \frac{m_n}{\cos\beta} \mp 2(h_a^* + c^*)m_n =$$

$$= m_n \left(\frac{z}{\cos\beta} \mp 2(h_a^* + c^*) \right). \quad (4.4.159)$$

В уравнениях (4.4.158) и (4.4.159) *верхний* знак относится к колесу с *внешними* зубьями, *нижний* знак – к колесу с *внутренними* зубьями.

Угол наклона винтовой линии на цилиндре диаметра d_i :

$$\beta_i = \arctg \left(\frac{d_i}{d} \operatorname{tg} \beta \right). \quad (4.4.160)$$

Угол зацепления в торцовом сечении определяется как:

$$\cos \alpha_t = \frac{r_{b1}}{r_1} = \frac{r_{b2}}{r_2}. \quad (4.4.161)$$

Торцовый шаг колес p_t определяется по формуле:

$$p_t = \frac{\pi d_1}{z_1} = \frac{\pi d_2}{z_2}. \quad (4.4.162)$$

Для определения угла α_t зацепления рассмотрим зуб рейки плоскостями I – торцевой, перпендикулярной к оси колеса, и II – перпендикулярной к образующей зуба (рис. 4.4.39). 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 BCD :

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

откуда:

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

или

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_t \cos \beta \quad (4.4.163)$$

Рассмотрим особенности проектирования *косозубого* зацепления *со смещением*.

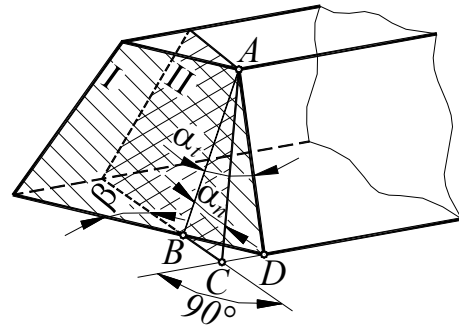


Рис. 4.4.39

Расчеты *косозубого* зацепления *со смещением* производят по формулам, аналогичным ранее приведенным для *прямозубого* зацепления.

Угол зацепления $\alpha_{t\omega}$ в торцовом сечении:

$$\alpha_{t\omega} = \arccos \frac{a \cos \alpha_t}{a_\omega}. \quad (4.4.164)$$

Угол профиля α_t :

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (4.4.165)$$

где $\alpha = 20^\circ$.

Коэффициент суммы смещений x_Σ (для внешнего зацепления):

$$x_\Sigma = \frac{0,5(z_2 + z_1)(\operatorname{inv} \alpha_{t\omega} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.4.166)$$

$$x_\Sigma = x_2 + x_1. \quad (4.4.167)$$

Коэффициент разности смещений x_d (для внутреннего зацепления):

$$x_d = \frac{0,5(z_2 - z_1)(\operatorname{inv} \alpha_{t\omega} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.4.168)$$

$$x_d = x_2 - x_1. \quad (4.4.169)$$

Величины коэффициентов сдвига x_1 и x_2 определяются требуемыми качествами передачи по прочностным и по геометрическим показателям. Их рассчитывают для *эквивалентных* прямозубых колес, имеющих *приведенное* число зубьев z_{e1} и z_{e2} (формула (4.4.151)).

По аналогии с зависимостью (4.4.140) коэффициенты сдвига для торцового сечения равны:

$$x_{t1} = x_1 \cos \beta, \quad (4.4.170)$$

$$x_{t2} = x_2 \cos \beta. \quad (4.4.171)$$

Делительное межосевое расстояние a :

$$a = \frac{m_n(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta}. \quad (4.4.172)$$

Межосевое расстояние a_ω :

$$a_\omega = a \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{t\omega}}. \quad (4.4.173)$$

Диаметры *делительных* цилиндров:

$$d_1 = m_t z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}, \quad (4.4.174)$$

$$d_2 = m_t z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}. \quad (4.4.175)$$

Диаметры цилиндров *вершин*:

для *внешнего* зацепления:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m_n; \quad (4.4.176)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m_n, \quad (4.4.177)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки исходного контура:

$$h_a^* = 1,0;$$

Δy – коэффициент уравнивающего смещения:

$$\Delta y = x_\Sigma - y;$$

y – коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{a_w - a}{m}.$$

для *внутреннего* зацепления:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m_n, \quad (4.4.178)$$

$$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 - 0,2)m_n. \quad (4.4.179)$$

Диаметры цилиндров *впадин* d_f :

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m_n; \quad (4.4.180)$$

$$d_{f2} = d_2 \mp 2(h_a^* + c^* \mp x_2)m_n, \quad (4.4.181)$$

где c^* – коэффициент радиального зазора нормального исходного контура:

$$c^* = 0,25.$$

В уравнениях (4.4.172), и (4.4.181) *верхний* знак относится к передаче с *внешним* зацеплением, *нижний* знак – к передаче с *внутренним* зацеплением.

4.4.2.5.3. СПОСОБЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОСОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Нарезание зубьев наиболее распространенным методом *обкатки* производят с помощью инструментальной рейки (гребенки), червячной фрезы и долбяка (рис. 4.4.40).

При нарезании косых зубьев с помощью *долбяка* (рис. 4.4.40, *а*) долбяку придается дополнительное винтовое движение.

Угол относительной установки *инструментальной рейки* (рис. 4.4.40, *б*) и оси заготовки должен быть равен β .

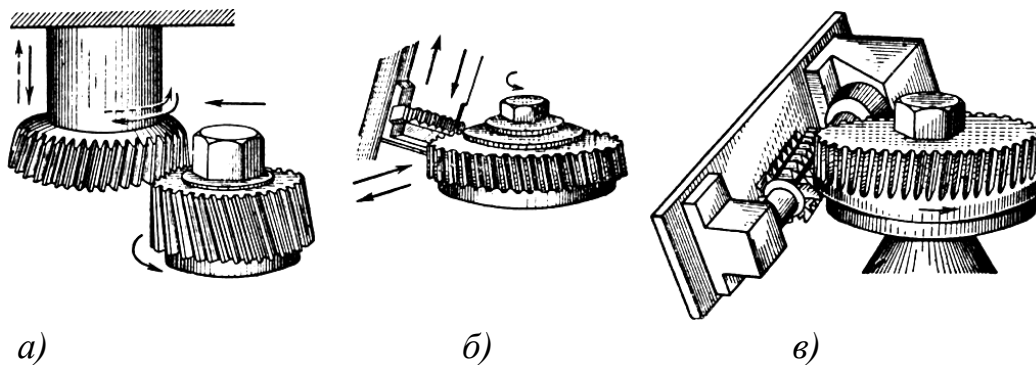


Рис. 4.4.40

Рейка совершает возвратно-поступательное движение.

При нарезании косых зубьев *червячной фрезой* (рис. 4.4.40, в) заготовке сообщают дополнительное вращательное движение. Фрезу устанавливают с наклоном к плоскости заготовки.

Окружная скорость заготовки v_3 связана со скоростью подачи витков фрезы v_{cp} выражением:

$$v_3 = v_{cp} \operatorname{tg} \beta \quad (4.4.182)$$

Профильный угол инструмента α_n равен 20° .

Значения модулей в нормальном сечении m_n стандартизованы ГОСТ 9563-74.

4.4.2.6. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЛОСКИХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

4.4.2.6.1. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ С КРУГЛЫМИ КОЛЕСАМИ

4.4.2.6.1.1. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Выбор материала зубчатых колес определяется назначением передачи, условиями ее работы (режим нагрузки, температура, смазка и пр.), способом получения заготовок, методом изготовления и обработки зубьев.

Стремление к снижению массы и габаритов силовых зубчатых передач определило широкое применение сталей, подвергнутых термическому или химико-термическому упрочнению, которые допускают возможность получения высокой твердости рабочих поверхностей зубьев при большой прочности и вязкости сердцевины.

Термообработка металлов – процесс тепловой обработки металлов и сплавов с целью изменения их структуры, а, следовательно, и свойств, заключающийся в нагреве до определенной температуры, выдержке при этой температуре и последовательном охлаждении с заданной скоро-

стью. Наиболее распространенными *видами термообработки* являются *нормализация* (нагрев, выдержка и последующее охлаждение на спокойном воздухе), *закалка* (нагрев, выдержка и последующее резкое охлаждение), *улучшение* (закалка стали и последующий высокий отпуск – нагрев до 500°C–680°C и последующее медленное или быстрое охлаждение). Выбор способа термообработки зубчатых колес из стали зависят от требуемой несущей способности зубчатых колес, марки стали, оборудования и трудоемкости изготовления.

При *химико-термической обработке* происходит, в основном, изменение структуры поверхностного слоя материала, в результате чего повышаются твердость, износоустойчивость и устойчивость против коррозии. Наиболее распространенными видами *химико-термической обработки* являются *цементация* (насыщение поверхностного слоя углеродом) и *азотирование* (насыщение поверхностного слоя азотом).

В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в открытых передачах с большими колесами применяют зубчатые колеса с твердостью материала менее или равной *HB 350*. При этом обеспечивается чистовое нарезание зубьев после термообработки, высокая точность изготовления и хорошая прирабатываемость зубьев.

С целью повышения нагрузочной способности передачи используют колеса с твердостью рабочих поверхностей зубьев *HRC 40-63*. Зубья колеса нарезают на заготовке из сырой стали, а затем подвергают их термической или химико-термической обработке (объемной закалке, поверхностной закалке, цементации с последующей закалкой, азотированию, цианированию и т.д.). После объемной закалки и цементации неизбежны некоторые искажения формы зубьев, которые при необходимости исправляют шлифованием или обкаткой с применением специальных паст.

Для лучшей приработки зубьев и повышения стойкости против заедания рекомендуется *твердость зубьев шестерни назначать несколько выше твердости зубьев колеса*.

Для изготовления *малонагруженных* или *редко работающих* передач, в которых габариты и масса не имеют определяющего значения, применяют чугун.

Кроме сталей и чугуна для изготовления колес применяют также бронзы, латуни, пластмассы, реже – сплавы алюминия и магния, керамику и др.

Для уменьшения трения и повышения КПД *в приборах* часто применяют колеса из латуни (например, ЛС 59-1, ЛК80-3Л) или бронзы (БрОЦС 6-6-3, БрАЖ 9-4, БрАМц 9-2), работающие в паре со стальными

шестернями (трибами). Часто из медных сплавов выполняют только венец колеса, насаживаемый на стальную ступицу.

При *предварительных* расчетах для *длительно* работающих передач значения допускаемое *контактное* напряжение материала σ_{Hr} для *стальных* колес можно принимать из табл. 4.4.1, допускаемое *изгибное* напряжение σ_{Fr} – из табл. 4.4.2. Подробные сведения о выборе материалов колес и допускаемых напряжений можно найти в специальной литературе.

Таблица 4.4.1

Термическая или термохимическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	σ_{Hr} , МПа
Нормализация	$\leq 350HB$	$1,8HB+64$
Улучшение		
Поверхностная закалка	$(40-56)HRC$	$14HRC$
Цементация	$(54-64)HRC$	$19HRC$
Нитроцементация		

Таблица 4.4.2

Термическая или термохимическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	σ_{Fr} , МПа
Нормализация	$\leq 350HB$	$0,6HB+42$
Улучшение	$\leq 350HB$	$0,6HB+42$
Поверхностная закалка	$(40-56)HRC$	250
Цементация	$(54-64)HRC$	330
Нитроцементация		
Нитроцементация		

4.4.2.6.1.2. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ЗУБЬЕВ В ЗАЦЕПЛЕНИИ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

При передаче крутящего момента T_1 в зацеплении двух прямозубых колес возникает *циклическая* сила нормального давления, распределенная по контактной линии и действующая вдоль линии зацепления которую заменяют равнодействующей силой F_n (рис. 4.4.41).

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:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{\omega 1}} = F_n \sin \alpha_{\omega}, \quad (4.4.183)$$

$$F_r = F_n \cos \alpha_\omega = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega. \quad (4.4.184)$$

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

$$F_T = fF_n. \quad (4.4.185)$$

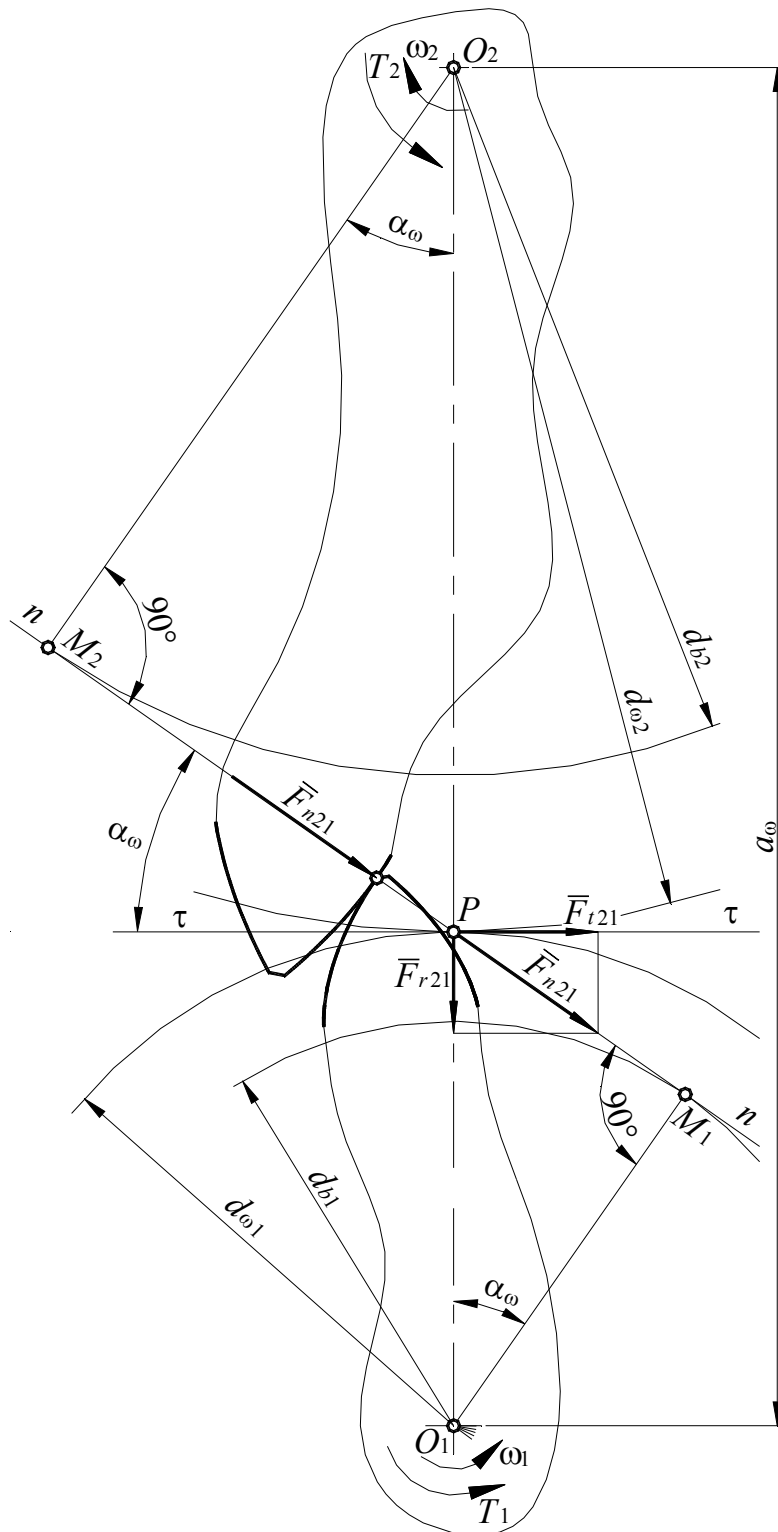


Рис. 4.4.41

Потеря работоспособности зубчатых передач происходит по многим причинам, основными из которых являются следующие.

Поломка зубьев — наиболее опасный вид разрушения.

Различают:

- *усталостные поломки*, возникающие вследствие *изгибных* повторно-переменных напряжений в зубьях, когда при многократном повторении нагрузки создается напряжение, превышающее предел *выносливости* материала, и у основания зуба возникает и распространяется *усталостная* трещина; перенапряжение зубьев может вызвано *концентрацией* нагрузки по длине зуба вследствие неправильного монтажа (чаще всего непараллельности валов), а также из-за грубой обработки поверхности впадин зубьев, заклинивания зубьев при нагреве передачи и недостаточной величины боковых зазоров;

- поломки *от перегрузок* динамического и статистического действия.

Для предотвращения поломки зубьев увеличивают модуль зацепления, повышают твердость зубьев, производят их поверхностное упрочнение, увеличивают жесткость валов, применяют бочкообразные зубья и др.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев — основной вид разрушения *закрытых* передач при наличии обильной *жидкой* смазки. Возникает оно в результате действия повторно-переменных контактных напряжений в поверхностных слоях зубьев. Выкрашивание начинается обычно с появления *микротрещин* вблизи *полюсной линии* на *ножках* зубьев. Смазка, попадая в микротрещины и неровности рабочих поверхностей зубьев, в результате контактного давления, возникающего между зубьями в зоне трещины, не имеет выхода и создает в трещине высокое давление, которое ее расклинивает. После ряда циклических нагружений трещина замыкается на рабочей поверхности зубьев, а охваченная ею частица металла откалывается, образуя раковину.

Если появление усталостных раковин вызывается *начальным приработочным износом* (вследствие неточности изготовления и монтажа колес), то по мере приработки, заключающейся в износе и пластической деформации микронеровностей, концентрация нагрузки снижается, а образовавшиеся раковины завальцовываются. Такое *ограниченное* выкрашивание отрицательно не сказывается на работе зубчатой передачи.

Более опасным является *прогрессивное выкрашивание*, когда появившиеся вначале у полюсной линии мелкие раковины все более разрастаются и распространяются на всю рабочую поверхность ножек, а иногда и головок зубьев. В зацеплении зубчатых колес, у которых появилось усталостное выкрашивание, появляются все возрастающие *динамические* нагрузки, ускоряющие разрушение передачи.

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 тяжелонагруженных 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.

4.4.2.6.1.3. РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

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.

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

$$F = KF_n, \quad (4.4.186)$$

$$T = KT_n, \quad (4.4.187)$$

$$P = KP_n, \quad (4.4.188)$$

где F – расчетная сила,
 F_n – номинальная сила,
 T – расчетный момент,
 T_n – номинальный момент,
 P – расчетная мощность,
 P_n – номинальная мощность,
 K – коэффициент нагрузки.
 $K = K_\beta K_V$ (4.4.189)

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 :

$$K_\beta = \frac{q_{\max}}{q}. \quad (4.4.190)$$

Значение q можно найти из отношения:

$$q = \frac{F_n}{b}, \quad (4.4.191)$$

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 ($HB < 350$ 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 :

$$K_V = 1 + \frac{F_{нд}}{F_n} \quad (4.4.192)$$

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.

4.4.2.6.1.4. 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. 4.4.41) 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 (2.5.4) и (2.5.5), обобщенная запись которых для данного случая принимает вид:

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{q \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}}, \quad (4.4.193)$$

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

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

В формуле (4.4.193) знак «+» относится к внешнему контакту двух цилиндров, знак «-» – к внутреннему контакту.

Условие прочности при расчете на контактную прочность на основании уравнения (4.4.193) можно записать в виде:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}} \leq \sigma_{Hr}, \quad (4.4.194)$$

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

$$q = \frac{F_n}{b}; \quad (4.4.195)$$

F_n – нормальная сила в зацеплении;

b – длина контактной линии;

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

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}; \quad (4.4.196)$$

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

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}, \quad (4.4.197)$$

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

σ_{Hr} – 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:

$$q = \frac{KF_{нн}}{b} = \frac{KF_{тн}}{b \cos \alpha_{\omega}} = \frac{2KT_{2н}}{bd_{\omega 2} \cos \alpha_{\omega}} = \frac{2KT_{1н}}{bd_{\omega 1} \cos \alpha_{\omega}} = \frac{2KT_{2н}}{bd_{\omega 1} u \cos \alpha_{\omega}}, \quad (4.4.198)$$

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 4.4.2.6.1.2, 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. 4.4.42).

Приведенный радиус кривизны профилей зубьев в полюсе зацепления определяем, воспользовавшись формулой (4.4.2):

$$\rho_1 = \overline{M_1 P} = r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = \frac{d_{\omega 1}}{2} \sin \alpha_{\omega}, \quad (4.4.199)$$

$$\rho_2 = \overline{M_2 P} = r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = \frac{d_{\omega 2}}{2} \sin \alpha_{\omega}, \quad (4.4.200)$$

$$\rho_{пр} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{d_{\omega 1} d_{\omega 2} \sin \alpha_{\omega}}{2(d_{\omega 2} \pm d_{\omega 1})} = \frac{d_{\omega 1} u \sin \alpha_{\omega}}{2(u \pm 1)}. \quad (4.4.201)$$

На основании формул (4.4.84) и (4.4.121):

$$a_{\omega} = \frac{d_{\omega 1}(u \pm 1)}{2}. \quad (4.4.202)$$

Тогда:

$$d_{\omega 1} = \frac{2a_{\omega}}{u \pm 1}. \quad (4.4.203)$$

Подставив в формулу (4.4.194) вместо q его значение из (4.4.198) и вместо $\rho_{пр}$ его значение из (4.4.201), после преобразований получим:

$$\sigma_H = \frac{1,182}{d_{\omega 1} u} \sqrt{\frac{KT_{2н}(u \pm 1)E_{пр}}{b \sin 2\alpha_{\omega}}} \leq \sigma_{Hp}. \quad (4.4.204)$$

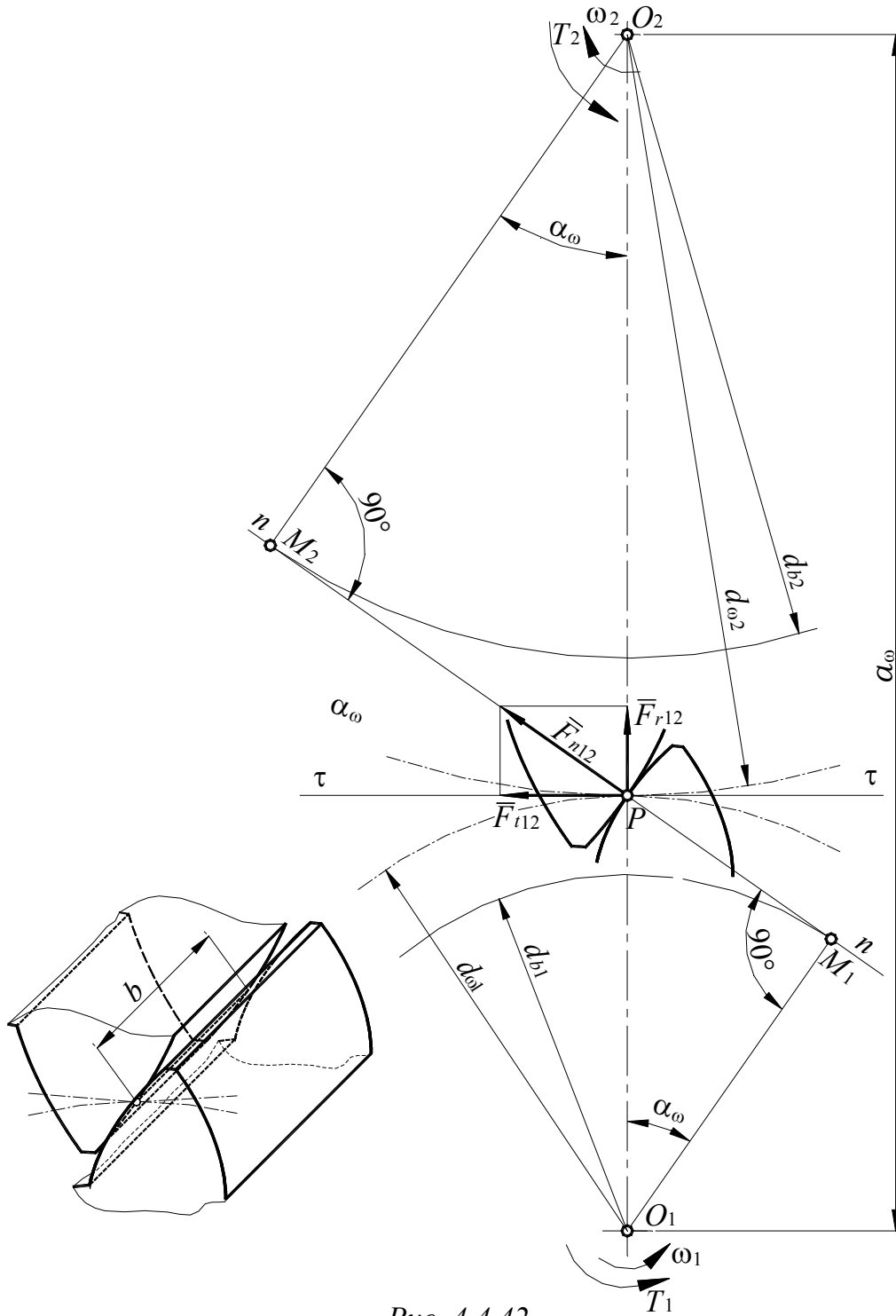


Рис. 4.4.42

Из формулы (4.4.204) видно, что контактное напряжение зависит от величины межосевого расстояния a_ω и передаточного числа u и не зависит от модуля m . Формулу (4.4.204) используют при проверочных расчетах колес.

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

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_{\omega}}. \quad (4.4.205)$$

Подставив в формулу (4.4.204) вместо $d_{\omega 1}$ его значение из (4.4.203) а вместо b его значение из (4.4.205), после преобразований получим:

$$a_{\omega} \geq 0,7(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_{2H}E_{\text{пр}}}{\sigma_H^2 u^2 \psi_{ba} \sin 2\alpha_{\omega}}}. \quad (4.4.206)$$

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

4.4.2.6.1.5. 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. 4.4.41).

Рассмотрим случай, когда сила, действующая на зуб, приложена к вершине зуба, т.е. когда плечо силы относительно сечения зуба у его основания максимально (рис. 4.4.43). 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:

$$\gamma \approx \alpha_{\omega} \quad (4.4.207)$$

Перенесем точку приложения силы F_n с поверхности зуба на ось его симметрии в точку C и, с учетом (4.4.207), разложим силу F_n на две составляющие: изгибающую $F_n \cos \alpha_{\omega}$ и сжимающую $F_n \sin \alpha_{\omega}$ (рис. 4.4.44).

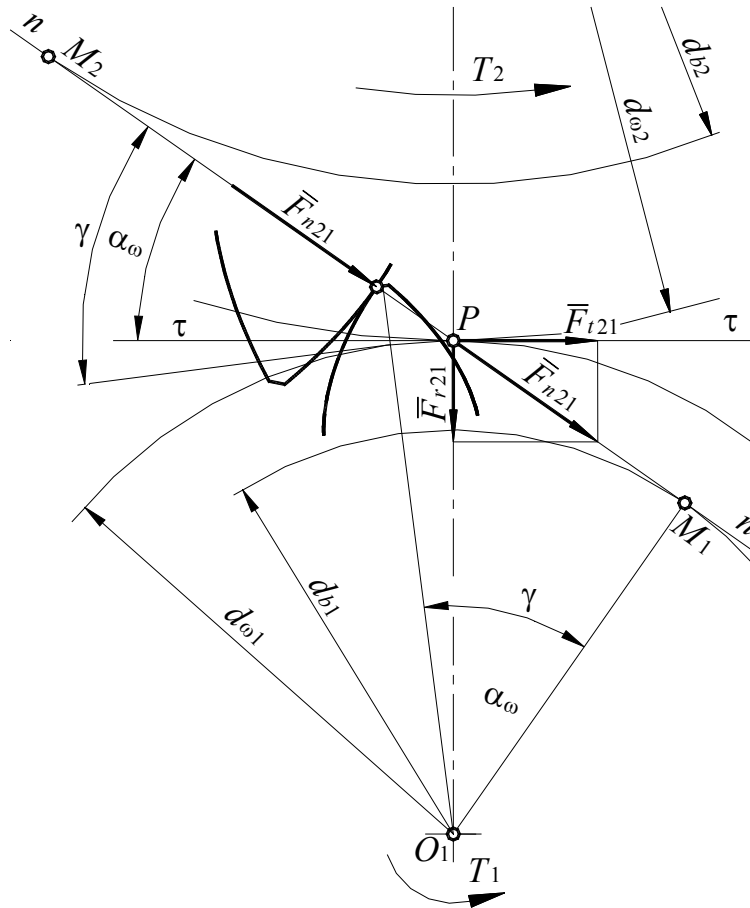


Рис. 4.4.43

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 сечение 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. 4.4.44.

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 (4.4.183), (4.4.184) равны:

$$\sigma = \sigma_F - \sigma_{сж} = \frac{M}{W} - \frac{F_n \sin \alpha_\omega}{A} = \frac{M}{W} - \frac{F_r}{A} \leq \sigma_{Fp}, \quad (4.4.208)$$

где M - изгибающий момент в опасном сечении;

$$M = F_n l \cos \alpha_{\omega} = F_t l; \quad (4.4.209)$$

W - осевой момент сопротивления опасного сечения зуба;

$$W = \frac{bs^2}{6}; \quad (4.4.210)$$

A - площадь опасного сечения;

$$A = bs; \quad (4.4.211)$$

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 (4.4.209)-(4.4.211) в формулу (4.4.208), с учетом коэффициента нагрузки K , а также умножив числитель и знаменатель дроби на m , получим:

$$\sigma = \frac{KF_t}{bm} \left(\frac{6lm}{s^2} - \frac{m \operatorname{tg} \alpha_{\omega}}{s} \right) \leq \sigma_{Fp}. \quad (4.4.212)$$

Введем обозначение:

$$\frac{1}{Y_F} = \frac{6lm}{s^2} - \frac{m \operatorname{tg} \alpha_{\omega}}{s}, \quad (4.4.213)$$

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 (4.4.212) примет вид:

$$\sigma = \frac{KF_t}{mbY_F} \leq \sigma_{Fp} \quad (4.4.214)$$

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

В качестве примера на рис. 4.4.45 приведены графики для определения Y_F для колес внешнего зацепления.

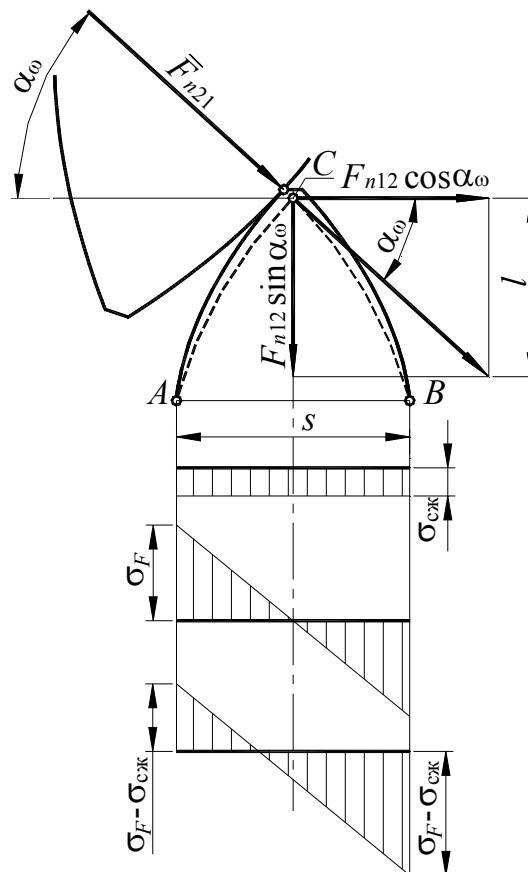


Рис. 4.4.44