

## 4. Механические передачи

Большинство современных технологических машин как в пищевой промышленности, так и в других отраслях проектируют и создают по схеме: энергетическая машина, передаточный механизм, исполнительный орган машины, система управления.

Устройство, состоящее из двигателя, передаточных механизмов и системы управления для приведения в движение машин и механизмов называется **приводом**.

Угловые скорости двигателя  $\omega_{дв}$  и рабочего органа машины  $\omega_{ром}$ , как правило, не равны. Электротехническая промышленность для общемашиностроительного применения выпускает электродвигатели с синхронной частотой вращения  $n_C = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_C = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_C = 1000 \text{ мин}^{-1}$  и  $n_C = 750 \text{ мин}^{-1}$ . Рабочие органы технологических машин функционируют при очень большом разнообразии угловых скоростей. Для решения этих противоречий применяют приводы. Ключевым звеном привода является передача.

*Передачами* в машинах называются устройства, служащие для передачи энергии механического движения на расстояние и преобразования его параметров. Общее назначение передач совмещается с выполнением частных функций, к числу которых относятся: распределение энергии, понижение или повышение скорости, преобразование видов движения (например, вращательного в поступательное или наоборот), регулирование скорости, пуск, остановки и реверсирование. Наиболее широкое распространение в технике получило вращательное движение, так как оно может быть осуществлено наиболее простыми способами.

Передачи используются как для понижения (редукции), так и для повышения угловой скорости двигателя до заданной угловой скорости рабочего звена (органа) машины. В зубчатых передачах первые, называются **редукторами**, а вторые – **мультипликаторами**.

По способу передачи движения от ведущего вала к ведомому различаются передачи трением и зацеплением; непосредственного касания (фрикционные, зубчатые, червячные, глобоидные, гипоидные, спироидные, волновые, винтовые) и с гибкой связью (ременные, зубчато-ременные, цепные); по назначению – кинематические и силовые; по взаимному расположению валов в пространстве – между параллельными, пересекающимися, перекрещивающимися и соосными осями валов. Выбор того или иного типа передачи обуславливается габаритами, массой и компоновочной схемой машины, режимом ее работы, частотой и направлением вращения ведущего и ведомого валов, пределами и условиями регулирования их скорости.

#### 4.1. Кинематические и силовые соотношения в передачах

Любая передача состоит из ведущего (вщ) и ведомого (вм) звеньев. Передачу характеризуют следующие основные параметры: мощность  $P$  (кВт), угловая скорость  $\omega$  ( $\text{с}^{-1}$ ) или частота вращения  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ), момент вращения  $T$  (Н·м), коэффициент полезного действия (КПД)  $\eta$  и передаточное отношение  $u$ . Важнейшей характеристикой любой механической передачи является *передаточное отношение*, которое показывает, во сколько раз угловая скорость  $\omega$  (или частота вращения  $n$ ) одного звена больше или меньше угловой скорости (частоты вращения) другой передачи. Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности от ведущего звена 1 к ведомому 2 имеет вид:

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 \quad (20)$$

При этом значение  $u > 1$  и такие передачи называют понижающими, процесс преобразования частоты вращения – редуцированием, а передачу, выполненную в закрытом корпусе – редуктором.

Передаточное отношение можно выразить через диаметры, или число зубьев, тогда формула будет иметь вид:

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1 \quad (21)$$

Если кинематическая характеристика выражается отношением числа зубьев, то это называют *передаточным числом*.

Передаточное число в отличие от передаточного отношения всегда положительное и не может быть меньше единицы.

Привод может включать несколько передаточных механизмов (ступеней). При этом значение общего передаточного отношения определяется произведением передаточных отношений отдельных кинематических ступеней привода

$$u_{об} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot \dots \cdot u_n = \omega_{вщ} / \omega_{вм} \quad (22)$$

При разбивке общего передаточного отношения следует руководствоваться кинематическими возможностями отдельных передач. Передаточные отношения редукторов следует принимать стандартными.

Если к ведущему валу передачи подвести мощность  $P_1$ , то с ведомого можно будет отобрать мощность  $P_2$ , которая несколько меньше затраченной  $P_1$  (следствие потерь на трение и др. сопротивления). Эти потери выражаются коэффициентом полезного действия:

$$\eta = P_2 / P_1 \quad (23)$$

Поскольку

$$P = T \cdot \omega \quad \omega = (\pi \cdot n) / 30, \quad (24)$$

$$\text{то } \eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{T_2}{T_1 u_{12}} \quad (25)$$

В силовой (понижающей) передаче

$$\omega_1 \succ \omega_2, \quad T_2 \succ T_1, \quad T_2 = T_1 \cdot u_{12} \cdot \eta \quad (26)$$

Окружная скорость  $v$  ведущего или ведомого звена (м/с)

$$v = \omega \cdot d / 2 \quad \text{или} \quad v = \pi d n / 60 \quad (27)$$

где  $\omega$  - угловая скорость,  $\text{с}^{-1}$ ;  $d$  – диаметр шкива, колеса, звездочки, червяка (мм);  $n$  – частота вращения, об/мин ( $\text{мин}^{-1}$ ).

Окружная сила передачи  $F$  (Н)

$$F_t = P / v = 2T / d, \quad (28)$$

где  $P$  – мощность (Вт).

Момент вращения  $T$  (Н·м)

$$T = F_t \cdot d / 2 = P / \omega$$

Момент вращения ведущего вала  $T$  является моментом движущихся сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент ведомого вала  $T_2$  – момент силы сопротивления, его направление противоположно направлению вращения вала.

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{ЭД}} = P_T / \eta_{\text{общ}}, \quad (29)$$

где  $\eta_{\text{общ}}$  – общий КПД привода, равный произведению частных КПД отдельных передач, составляющих привод:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (30)$$

Если в техническом задании мощность на ведомом валу задана не в явной форме, например, указаны тяговая сила  $F$  и скорость  $v$  ленты конвейера, то

$$P_T = F \cdot v, \quad (31)$$

где  $P_T$  – в Вт;  $F$  – в Н;  $v$  – в м/с.

При расчете привода часто используют следующие зависимости между различными параметрами:

выражение угловой скорости  $\omega$  ( $\text{с}^{-1}$ ) через частоту вращения  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ):

$$\omega = \pi n / 30, \quad (32)$$

выражение вращающего момента  $T$  (Н·м) через мощность  $P$  (Вт) и частоту вращения  $n$  (мин<sup>-1</sup>):

$$T_T = 9,55P/n, \quad (33)$$

связь между моментами на ведущем  $T_\delta$  и ведомом  $T_T$  валах передачи через передаточное число  $u$  и КПД  $\eta$ :

$$T_T = T_\delta u \eta. \quad (34)$$

Для двухступенчатого редуктора

$$u_{ред} = u_\delta u_T, \quad (35)$$

где  $u_\delta$  и  $u_T$  - передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней двухступенчатых редукторов.

## 4.2. Зубчатые передачи

**Зубчатые передачи** предназначены для передачи и преобразования вращательного движения с изменением угловых скоростей и крутящих моментов посредством зубчатого зацепления.

Зубчатые передачи между параллельными валами осуществляются с помощью **цилиндрических зубчатых колес**, образующие венцов которых параллельны осям валов. Наиболее широкое применение в технике нашли цилиндрические зубчатые колеса с **прямыми**, **косыми** и **шевронными** зубьями (рис. 4.1 а,б,в).

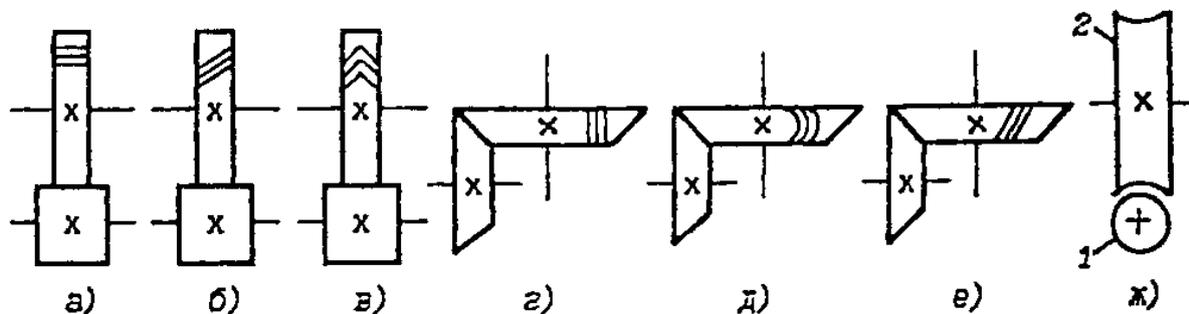


Рис. 4.1

Если оси валов пересекаются, для передачи используются **конические зубчатые колеса с прямыми, круговыми** (рис. 4.1 г,д.) и (реже) **косыми**

(рис. 4.1 е) зубьями.

Когда оси валов перекрещиваются, применяются комбинированные **зубчато-винтовые передачи**, наиболее распространенным видом которых является червячная, состоящая из ведущего **червяка 1**, представляющего собой **силовой винт**, и ведомого **червячного колеса 2** (рис. 4.1 ж).

По сравнению с другими механическими передачами зубчатые обладают следующими преимуществами:

- относительно малыми габаритами и высокими (до 0,985) КПД;
- сравнительно большой долговечностью и надежностью в работе;
- постоянством передаточного отношения вследствие практического отсутствия проскальзывания;
- возможностью применения для широкого диапазона крутящих моментов, угловых скоростей и передаточных отношений.

Наибольшее распространение получили зубчатые передачи с **эвольвентным** профилем зуба.

**Эвольвентные зубчатые колеса** могут быть нарезаны инструментом, имеющим прямолинейный профиль зубьев. Такие колеса удобны для контроля. Кроме того, эвольвентное зацепление допускает **корригирование** (улучшение профиля зубьев), т.е. использование таких участков эвольвенты, которые обеспечивают наилучшую работу передачи и позволяют устранить возможные при нарезании дефекты зубьев (подрез ножки и заострение головки).

### 4.3. Прямозубые цилиндрические передачи

Часть зубчатого колеса, содержащая все зубья, связанные друг с другом прилегающей к ним поверхностью тела зубчатого колеса, называется зубчатым венцом.

#### **Геометрические характеристики зубчатого венца.**

Геометрию зубчатого венца характеризуют концентрическими окружностями с центром на оси зубчатого колеса, лежащими в торцовом сечении. Различают делительную, основную, вершин зубьев, впадин и другие концентрические окружности зубчатого колеса, принадлежащие соответственно поверхностям делительной, основной вершин зубьев, впадин и другим соосным поверхностям зубчатого колеса. Им соответствуют диаметры концентрических окружностей: делительный  $d$ , основной  $d_b$ , вершин зубьев  $d_a$ , впадин  $d_f$  и др.

(Рис. 4.2). Кроме перечисленных окружностей отдельно рассмотрим понятие начальной окружности, диаметр которой обозначается  $d_w$ .

**Начальными** называют концентрические окружности, проходящие через полюс  $\Pi$ , которые в процессе зацепления перекачиваются одна по другой без скольжения. При изменении в допустимых пределах межосевого расстояния  $a_w$  меняются и диаметры начальных окружностей шестерни и колеса.

Следовательно, у пары зубчатых колес может быть множество начальных



$a_w$  пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей, т.е.

$$a_w = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5d_1(1 + u_{12}) \quad (38)$$

Преобразование предыдущих формул дают следующее:

$$d = (P_t/\pi)z; m_t = P_t / \pi; d = m_t z, \quad (39)$$

где  $m_t$  - окружной делительный модуль зубьев; является основным расчетным параметром и представляет собой рациональное число  $P_t / \pi$ .

Таким образом окружным делительным модулем  $m_t$  зубьев называется линейная величина, в  $\pi$  раз меньшая делительного окружного шага. Если выражение (42) записать в виде  $m_t = d / z$ , то окружной делительный модуль можно рассматривать как часть диаметра делительной окружности, приходящейся на один зуб. Модуль измеряют в миллиметрах.

Модуль является *основной* характеристикой размеров зубьев и используется для расчетов измерения зубчатых колес. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым. Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения  $m_t$  стандартизированы.

Основные параметры прямозубых колес, выраженные через модуль, следующие:

Параметры отдельно взятого зуба:

$$P_t = \pi m_t; s_t = e_t = \pi m_t / 2; h = 2,25 m_t; \quad (40)$$

$$h_a = m_t; h_f = 1,25 m_t; c = 0,25 m_t \quad (41)$$

Концентрические окружности колеса:

$$d = m_t z; d_a = d + 2h_a = m_t z + 2m_t = m_t(z+2); \quad (42)$$

$$d_f = d - 2h_f = m_t z - 2,5 m_t = m_t (z - 2,5); \quad (43)$$

Межосевое расстояние пары колес:

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = d_1(u_{12} + 1) / 2 = m_t z_1(u_{12} + 1) / 2 = m_t z_\Sigma / 2, \quad (44)$$

где  $z_\Sigma = z_1 + z_2$  - суммарное число зубьев.

**Активная линия зацепления.** Как указывалось выше, линией зацепления передачи является отрезок АВ, который представляет траекторию общей точки контакта двух сопряженных зубьев за период их зацепления (см. рис. 4.2).

*Активной линией* зацепления называется отрезок аЬ, представляющий собой часть линии зацепления АВ. Активная линия зацепления отсекается на прямой АВ окружностями вершин сопряженных зубьев. Длина активной линии

зацепления обозначается буквой ga.

**Активная поверхность и профиль зуба.** Активной поверхностью зуба называется часть боковой поверхности зуба, на которой происходит взаимодействие с боковой поверхностью зуба парного колеса.

Активным профилем зуба называется часть профиля зуба, соответствующая активной поверхности. Таким образом, профиль головки зуба полностью участвует в зацеплении сопряженного зуба. Профиль же ножки зуба не весь участвует в зацеплении. Тот участок профиля, на котором происходит фактическое касание сопряженных зубьев, и является его активной частью.

Материалы для изготовления зубчатых колес выбирают в зависимости от требований, предъявляемых к размерам и массе передачи, а также в зависимости от мощности, окружной скорости и требуемой точности изготовления колес и их стоимости.

В качестве материалов для зубчатых колес применяют стали, чугуны и пластмассы.

**Силы в зацеплении.** Нормальная сила  $F_n$  направлена по линии зацепления, которая является общей нормалью к активным поверхностям зубьев, силы, действующие в зацеплении, обычно приложены в полюсе зацепления П (рис. 4.3). Раскладываем нормальную силу на окружную  $F_t$  и радиальную  $F_r$ . По заданным  $T_1$  и  $d_1$  определяют  $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$  и через нее выражают  $F_r$  и  $F_n$ :

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w; F_n = f_1 / \cos \alpha_w \quad (45)$$

Такое разложение удобно для расчетов зубьев, валов и опор. Силами трения в зацеплении пренебрегают.

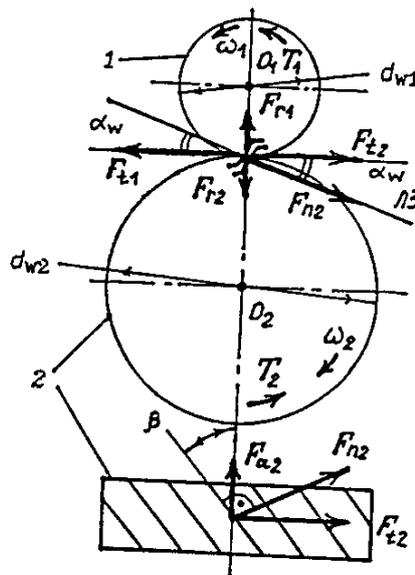


Рис. 4.3

Образующие боковых поверхностей зубьев *косозубых цилиндрических колес* наклонены по отношению к осям колес на некоторый угол  $\beta$  (для большинства подобных передач  $\beta = 8...15^\circ$ , (рис. 4.4).

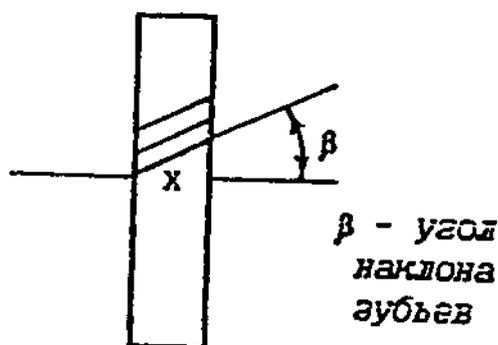


Рис. 4.4

Благодаря этому косозубые передачи обладают целым рядом преимуществ (по сравнению с прямозубыми):

- позволяют передавать большую нагрузку при тех же габаритах;
- работают более плавно и с меньшими шумами;
- лучше прирабатываются.

К недостаткам косозубых передач можно отнести меньшую (по сравнению с прямозубыми) технологичность и наличие дополнительной осевой составляющей усилия в зацеплении, догружающей подшипники.

Расчет параметров косозубых цилиндрических передач аналогичен расчету характеристик прямозубых, но обладает рядом особенностей.

Косозубые колеса имеют два шага по начальной окружности: нормальный  $r_n$  (в направлении, перпендикулярном образующим боковых поверхностей зубьев) и торцевой  $r_t$  (по ободу колеса). Таким образом, косозубые колеса характеризуются и двумя модулями – нормальным

$m_n = r_n/\pi$  и торцевым  $m_t = r_t/\pi$

Очевидно, что –  $r_t = r_n/\cos\beta$

Тогда -  $m_t = m_n/\cos\beta$

Пусть число зубьев некоррегированного косозубого колеса равно  $z$ .

Диаметр начальной окружности -  $d_w = m_t \cdot z$

Учитывая (44), получим –

$$d_w = m_n \cdot z / \cos\beta = m \cdot z / \cos\beta \quad (46)$$

где  $m = m_n$  – модуль инструмента, используемого для нарезания зубчатого венца.

$$\text{Межосевое расстояние} - a_w = z_{\text{сум}} m / 2 \cos\beta \quad (47)$$

При проектировании косозубых передач межосевое расстояние принимают по размерам *стандартного* ряда и используют для выбора модуля условие  $m \leq 0,02a_w$ . Суммарное количество зубьев

$$z_{\text{сум}} = 2a_w \cdot \cos \beta / m \quad (48)$$

$$\text{Величина угла наклона зубьев} \quad \beta = \arccos\{mz_{\text{сум}} / 2a_w\} \quad (49)$$

Цилиндрические косозубые колеса характеризуются также **двумя** числами зубьев: **действительными  $z$  и числом зубьев  $z_v$  эквивалентного** по нагрузочной способности косозубому прямозубого колеса.

$$z_v = z / \cos^3 \beta \quad (50)$$

Длина контактной линии элементов косозубой передачи

$$l_{\text{сум}} = \varepsilon b_w / \cos \beta_B \quad (51)$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент (торцевого) перекрытия, а  $b_w$  – ширина поля зацепления (**расчетная ширина зубчатого венца**).

Для косозубых передач коэффициент перекрытия определяется по формуле -

$$\varepsilon = \{1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)\} \cdot \cos \beta \quad (52)$$

где знак «+» соответствует внешнему зацеплению, а «-» - внутреннему.

Пусть зубчатые колеса вращаются равномерно. Тогда, рассмотрев равновесие шестерни, можно получить –

$$-F_{t1} \cdot d_{w1} / 2 + T_1 = 0 \quad (53)$$

$$\text{Отсюда -} \quad F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2T_1 / d_{w1} \quad (54)$$

$$\text{Осевая сила} \quad F_{a1} = F_{a2} = Fa = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (55)$$

$$\text{Радиальная сила} \quad F_{r1} = F_{r2} = Fr = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta \quad (56)$$

$$\text{Величина нормального усилия -} \quad F_n = F_t / (\cos \beta \cdot \cos \alpha_w) \quad (57)$$

#### 4.4. Конические зубчатые передачи

**Конические зубчатые передачи** позволяют преобразовывать и передавать вращательное движение между валами, оси которых пересекаются под каким-либо углом. Наиболее широкое применение в современной технике находят конические передачи между валами, имеющими взаимно перпендикулярные оси. Такие передачи называют **ортогональными**.

Элементы подобных передач представляют собой усеченные конуса с рабочими зубчатыми венцами, нарезанными на боковых поверхностях. По мере удаления от геометрической вершины конуса размеры зубьев конических колес возрастают. Таким образом, рассматриваемые колеса имеют переменные шаг и модуль. На практике используют два значения модуля: по середине длины зуба  $b$  (средний модуль  $m_{\text{см}}$ ) и на большем – основании колеса (производственный модуль  $m_{\text{св}}$ ). Расстояние от вершины конуса до большего основания (длину общей образующей боковых поверхностей начальных конусов элементов передачи)  $R_c$  называют конусным расстоянием.

Наибольшее распространение в технике получили **прямозубые конические передачи**. Элементы подобных передач характеризуются следующими геометрическими параметрами (рис. 4.5): диаметрами  $d_m$  (средний

диаметр),  $d_{ae}$ ,  $d_e$  и углом  $\delta$ , равным половине угла при вершине конуса элемента передачи.

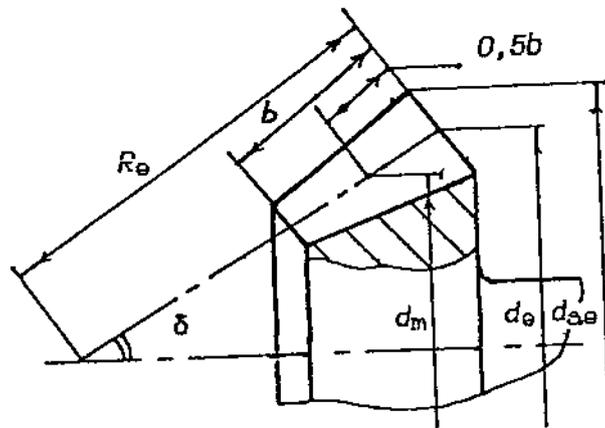


Рис. 4.5

Два конуса, качения которых без проскальзывания эквивалентно зацепления конической пары, называют **начальными**.

Перпендикулярно к общей образующей начальных конусов (луч  $[O;P]$ ) на рис. 4.6) через полюс зацепления  $P$  проходят образующие дополнительных конусов (лучи  $[O_1;P)$ ,  $[O_2;P)$ ) на рис. 4.6.

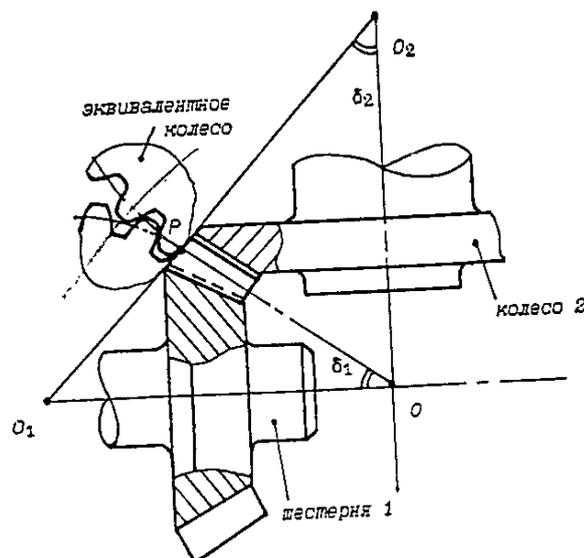


Рис. 4.6

В нормальном к общей начальных конусов направлении элементы конической пары ограничиваются двумя коническими поверхностями — выступов и впадин рабочих венцов. В этом же направлении начальный конус делит зубья элемента на головку и ножку, в общем случае имеющие

переменные по длине зуба высоты  $h_a$  и  $h_f$  соответственно (для некорригированных колес с **равновысокими** зубьями  $h_a = m_{te}$ ,  $h_f = 1,2m_{te}$ ).

Пусть число зубьев конического колеса равно  $z$ , а шаг, измеренный по окружности диаметром  $d_e$ , составляет  $p_{te}$ . Тогда, поскольку  $z \cdot p_{te} = \pi \cdot d_e$ , получим -

$$m_{te} = p_{te} / \pi \quad (58)$$

При расчетах конических колес округлять величину модуля до стандартного значения необязательно. Диаметры поверхностей выступов и впадин рабочего венца конического колеса с равновысокими зубьями -

$$\left. \begin{aligned} d_{ae} &= d_e + 2h_{ae} = d_e + 2m_{te} \cdot \cos \delta \\ d_{fe} &= d_e - 2h_{fe} = d_e - 2,4m_{te} \cdot \cos \delta \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

Передаточное отношение -

$$U = d_{e2} / d_{e1} = z_2 / z_1 = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 \quad (60)$$

$$\text{Для ортогональных конических передач } \delta_1 + \delta_2 = 90^0 \quad (61)$$

$$U = \sin \delta_2 / \cos \delta_2 = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 = 1 / \operatorname{tg} \delta_1 \quad (62)$$

$$\text{Конусное расстояние - } R_E = \left\{ (d_{e1}/2)^2 + (d_{e2}/2)^2 \right\}^{1/2} = (d_{e1}/2) \left\{ 1 + U^2 \right\}^{1/2} \quad (63)$$

При расчетах конических передач для определения конусного расстояния используют также соотношение -

$$R_e = 0,5d_{m1} \left[ (1 + U^2)^{1/2} + \psi b d \right] \quad (64)$$

а модуль выбирают из условия -  $m_{te} \leq 0,025R_e$

Конические зубчатые колеса характеризуются **двумя** числами зубьев: **действительным  $z$  и числом зубьев  $z_v$  эквивалентного колеса.**

$$z_v = z / \cos \delta \quad (65)$$

Разложим нормальное усилие  $F_n$ , действующее по общей нормали к поверхностям зубьев элементов передачи в точке их контакта, на три взаимно перпендикулярные состоящие: тангенциальную силу  $F_t$  - направленную вдоль линии окружной скорости точки контакта, радиальную силу  $F_r$  - направленную к центр элемента передачи, и осевую силу  $F_a$  - направленную вдоль оси элемента пары.

$$|F_{r1}| = |F_{r2}|; |F_{a1}| = |F_{a2}|; |F_{t1}| = |F_{t2}| \quad (66)$$

Тангенциальная сила -  $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2T_1 / d_{m1}$  (67)

Радиальная сила  $F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1$  (68)

Осевая сила  $F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1$  (69)

(см. рис. 4. 7):

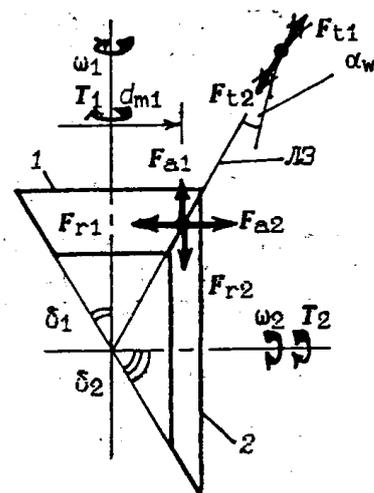


Рис. 4.7

### 4.5. Червячные передачи

#### Общие сведения. Классификация

Подобные передачи применяются для преобразования и передачи вращательного движения между валами, оси которых перекрещиваются (пересекаются в пространстве), как правило, под прямым углом.

Червячные передачи являются *зубчато – винтовыми*. Червячная пара состоит из *червяка 1* и *червячного колеса 2* (рис. 4.8). При этом в большинстве случаев ее ведущим элементом служит червяк.

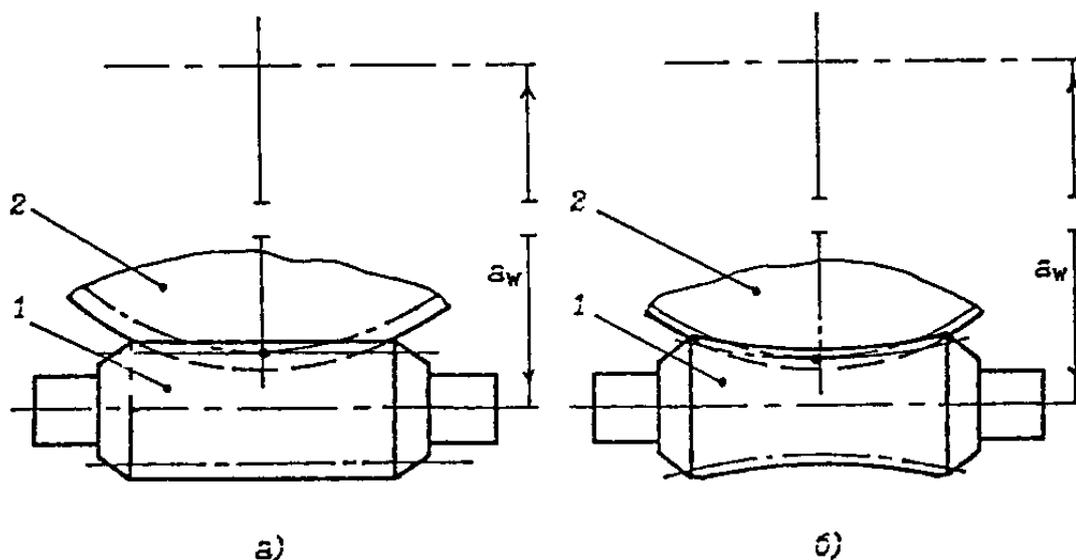


Рис. 4.8

К преимуществам таких передач следует отнести возможность получения большого передаточного отношения ( $U$  до 80) на одной ступени, а также плавность и бесшумность работы. Существенными недостатками червячных передач являются сравнительно низкий КПД ( $\eta = 0,65...0,91$ ), значительное выделение теплоты в зоне контакта червяка с колесом, интенсивное

изнашивание и склонность к заеданию, что обуславливает необходимость применения при изготовлении червячных колес относительно дорогих антифрикционных материалов. Поэтому червячные передачи используют при небольших и средних (до 50 кВт) мощностях, а в многоступенчатых передачах рекомендуется применять червячную пару в качестве быстроходной ступени, что обеспечивает лучшие условия смазки. Кроме того, во избежание перегрева предпочтительнее использовать червячные передачи в приводах периодического действия.

Червячные колеса изготавливают из обладающих антифрикционными свойствами латуней и бронз. В тихоходных передачах допустимо применение колес из относительно мягких серых чугунов.

Червяки, представляющие собой *силовые винты*, выполняют, как правило, из цементированных и среднеуглеродистых сталей с поверхностной объемной закалкой. Червяки изготавливают одно- и многозаходные (число заходов червяка обычно принимают  $z_1 = 1, 2, 4$ ). В зависимости от формы внешней образующей червяка различают *цилиндрические и глобоидные* червячные передачи (см. рис. 4.8). В зависимости от формы винтовой поверхности *резьбы* различают *эвольвентные, конволютные и архимедовы* цилиндрические червяки.

Профиль эвольвентных червяков в торцевом направлении очерчен эвольвентой окружности. Конволютные червяки имеют прямолинейный профиль в сечении, нормальном к витку.

Наибольшее распространение получили архимедовы червяки, в основе осевого профиля которых лежит равнобедренная трапеция с углом  $\alpha = 20^\circ$ . В торцевом сечении их витки ограничены архимедовой спиралью (рис. 4.9). Архимедовы червяки подобны ходовым винтам с трапецеидальной резьбой.

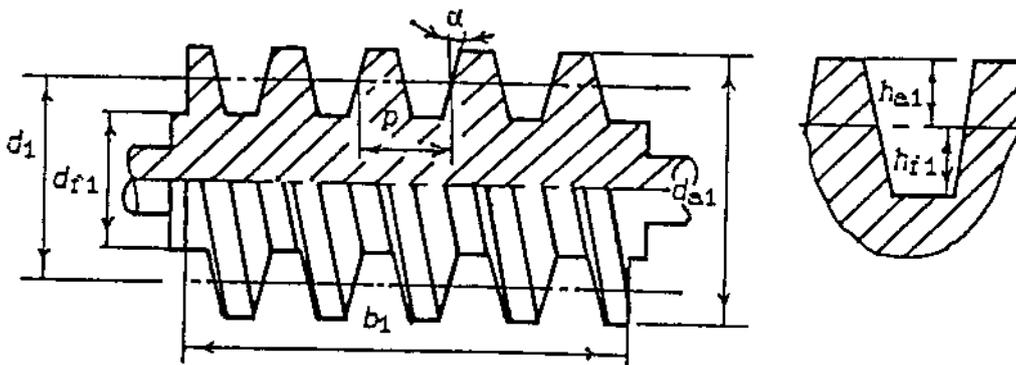


Рис. 4.9

**Основные параметры червячных передач** Основным геометрическим параметром червячной передачи являются осевой модуль червяка  $m$ , равный торцевому модулю червячного колеса. Значения модулей червячных передач стандартизированы.

Геометрические размеры элементов червячной пары определяют по формулам, аналогичным соответствующим зависимостям для зубчатых колес. Для некорригированных червячных передач (рис. 4.10):

- расчетный шаг червяка-

$$p = \pi \cdot m \quad (70)$$

-длительный диаметр червяка-

$$d_{w1} = d_1 = q \cdot m, \quad (71)$$

где  $q$  – коэффициент диаметра червяка (величина стандартная);

- длительный диаметр колеса –

$$d_{w2} = d_2 = m \cdot z_2, \quad (72)$$

где  $z_2$  – число зубьев колеса;

- высота ножки витка червяка и зуба колеса-

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,2 \cdot m, \quad (73)$$

-высота головки витка червяка и зуба колеса-

$$h_{a1} = h_{a2} = m; \quad (74)$$

- диаметр вершин витков червяка-

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}; \quad (75)$$

-диаметр вершин зубьев колеса-

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}; \quad (76)$$

-диаметр впадин червяка-

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}; \quad (77)$$

- диаметр впадин колеса-

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}; \quad (78)$$

-межосевое расстояние-

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = (q + z_2) \cdot m/2 \quad (79)$$

Значения длины нарезной части червяка  $b_1$  и ширины колеса  $b_2$  принимаются из конструктивно-технологических соображений в зависимости от числа заходов червяка.

Передаточное отношение червячных пар

$$U = z_2 / z_1, \quad (80)$$

где  $z_1$  – число заходов червяка.

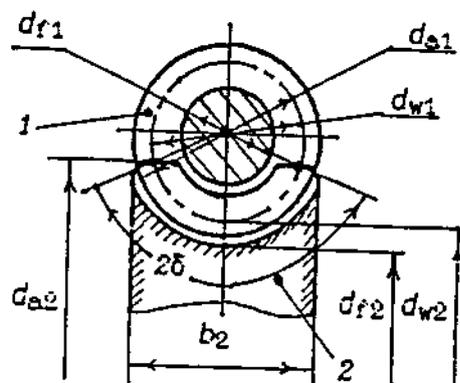


Рис. 4.10

### *Скольжение в червячной паре*

В червячных передачах (в отличие от зубчатых) окружные скорости точки контакта червяка и червячного колеса не совпадают. Они взаимно перпендикулярны и различны по величине (рис. 4.11).

В относительном движении зуб колеса виток червяка начальные цилиндры червячной пары не обкатываются, а скользят, т.е. витки червяка скользят по зубьям колеса (как в винтовой паре). Скорость скольжения  $v_{ск}$  направлена по касательной к винтовой линии червяка.

$$\bar{v}_{ск} = \bar{v}_1 - \bar{v}_2 \quad (81)$$

Отсюда следует, что:

$$v_{ск} = (v_1^2 + v_2^2)^{1/2}, \quad (82)$$

$$\text{где } v_1 = \omega_1 d_1 / 2; \quad v_2 = \omega_2 d_2 / 2; \quad (83)$$

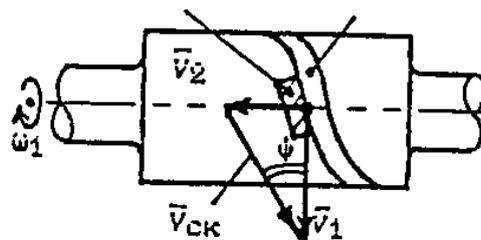


Рис. 4.11

Поскольку скольжение в червячных парах происходит вдоль контактной линии в средней части зубьев колес, создаются неблагоприятные условия для гидродинамической смазки, что можно вызвать преждевременный выход подобных передач из строя.

### *Силы в зацеплении*

В приработанной червячной передаче, как и в зубчатых передачах, нагрузка воспринимается не одним, а несколькими зубьями колеса. Для упрощения расчета силу взаимодействия червяка и колеса принимают сосредоточенной приложенной в полюсе зацепления  $\Pi$  по нормали к рабочей поверхности витка. По правилу параллелепипеда  $F_n$  раскладывают по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие  $F_{f1}$ ,  $F_{r1}$ ,  $F_{a1}$ .

Окружная сила на червяке  $F_{f1}$  численно равна осевой силе на червячном колесе:

$$F_{f1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1 \quad (84)$$

где  $T_1$  - вращающий момент на червяке, Н·м;  $d_1$  - делительный диаметр червяка, мм.

Радиальная сила на червяке  $F_{r1}$  численно равна радиальной силе на колесе  $F_{r2}$ :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{f1} \operatorname{tg} \alpha \quad (85)$$

Осевая сила на червяке  $F_{a1}$  численно равна окружной силе  $F_{t2}$  на червячном колесе:

$$F_{a1} = F_{t2} = F_{r1} / \operatorname{tg} \gamma = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2 \quad (86)$$

где  $T_2$  - вращающий момент на червяке, Н·м;  $d_2$  - делительный диаметр червяка, мм.

### **Вопросы для самоконтроля**

1. Для чего необходимы механические передачи?
2. По каким признакам классифицируют передачи?
3. Какие виды передач получили наибольшее распространение и каковы их основные характеристики?
4. Что такое передаточное отношение?
5. Каковы главные достоинства зубчатых передач по сравнению с другими механическими передачами?
6. Какие различают виды зубчатых колес и каковы области их применения?
7. Почему наибольшее распространение получили зубчатые передачи с эвольвентным профилем боковых поверхностей зубьев?
8. Что такое шаг и модуль зубчатого колеса?
9. Как определяют делительный диаметр зубчатого колеса?
10. Как вычисляют диаметры вершин и впадин рабочего венца зубчатого колеса?
11. Какое максимальное передаточное отношение позволяет получить одна пара зубчатых колес в зависимости от ее вида?
12. Как определяют силы давления на валы со стороны зубчатых колес?
13. Какие критерии лежат в основе расчетов зубчатых колес на прочность?
14. По какому модулю производится расчет на прочность зубьев конических зубчатых колес?
15. Какими достоинствами и недостатками обладают червячные передачи по сравнению с зубчатыми?
16. Каковы области применения червячных передач?
17. Какая существует зависимость между передаточным отношением, числом заходов червяка и количеством зубьев червячного колеса?
18. Из каких материалов изготавливают червяки и червячные колеса?