

# Тема 6

## Механические передачи зацепления

# План лекции

**Виды зубчатых передач. Основные характеристики зубчатых передач. Геометрия и кинематика эвольвентного зубчатого зацепления. Материалы и допускаемые напряжения. Допускаемые контактные напряжения. Расчет зубчатого зацепления на контактную прочность. . Расчет зубьев на изгиб. Проектировочный расчет на контактную выносливость. Зубчатые редукторы. Червячные передачи. Общие сведения. Классификация червячных передач. Верхнее и нижнее расположение червяка. Геометрия и кинематика червячного зацепления. Расчет червячного зацепления на контактную прочность. Расчет открытых червячных передач. Конструкции червяков и червячных колес. Цепные передачи. Основные характеристики цепных передач, устройство и область применения. Основные геометрические параметры. Разрушающая нагрузка. Критерии работоспособности цепных передач. Передача винт-гайка. Устройство и назначение передач винт-гайка. Силовые соотношения в винтовой паре. Привод винтовой передачи. Критерии работоспособности. Методика расчета передачи. Грузовой винтовой механизм. Расчет винтов и гаек передач на прочность.**

## Виды цилиндрических зубчатых передач

Цилиндрические зубчатые передачи передают вращающий момент между параллельными валами.

Прямозубые колёса (около 70%) применяют при невысоких и средних скоростях, когда динамические нагрузки от неточности изготовления невелики, в планетарных, открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колёс.

*ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ*



*ПРЯМОЗУБАЯ; КОСОЗУБАЯ; ШЕВРОННАЯ; ВНУТРЕННЯЯ.*

**Косозубые колёса (более 30%) имеют большую плавность хода и применяются для ответственных механизмов при средних и высоких скоростях.**

**Шевронные колёса имеют достоинства косозубых колёс плюс уравновешенные осевые силы и используются в высоконагруженных передачах.**

**Колёса внутреннего зацепления вращаются в одинаковых направлениях и применяются обычно в планетарных передачах.**

**Выбор параметров цилиндрических зубчатых передач обусловлен конструктивными и технологическими условиями.**

**Передаточное отношение  $U$  определяется соотношением угловых скоростей ( $\omega$ ) или частот вращения ( $n$ ) ведомого и ведущего колёс**

$$U = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2.$$

**Здесь и далее индексы 1 и 2 расставлены в порядке передачи механической энергии 1- ведущее (шестерня), 2- ведомое (колесо).**

**Учитывая, что в зацепление входят колёса с одинаковым модулем ( $m$ ), можно задавшись числом зубьев шестерни  $Z_1$  найти число зубьев колеса**

$$Z_2 = U * Z_1.$$

**Передаточное число  $U$  ограничено габаритами зубчатой передачи.**

## Основные характеристики зубчатых передач

Расчетная окружная скорость м/с  
цилиндрической зубчатой передачи

$$v_c = \frac{\pi d_w n}{60}$$

где  $\omega_c$  - угловая скорость зубчатого колеса,

$n$  - частота вращения зубчатого колеса, мин<sup>-1</sup>

$d_w$  - начальный диаметр цилиндрического  
зубчатого колеса, м

$d_{wm}$  - начальный средний диаметр конического  
зубчатого колеса

Учитывая, что скорость точек начальных окружностей, находящихся в зацеплении зубчатых колес, одинаково, имеем

$$v = \omega_1 d_{w1} / 2 = \omega_2 d_{w2} / 2$$

Выражая диаметр через модуль зацепления и соответствующее число зубцов, получаем

$$v = \omega_1 (mz_1 / 2) = \omega_2 (mz_2 / 2) \quad m = \frac{t - \text{шаг}}{\pi}$$

Отсюда передаточное отношение пары зубчатых колес (для одноступенчатой передачи)

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

где  $T_1$  и  $T_2$  - крутящий момент ведущего и ведомого колеса .

Отношение числа зубьев  $Z_2$  колеса и числа зубьев  $Z_1$ , шестерни называют передаточным числом зубчатой передачи .

Окружная сила цилиндрической зубчатой передачи определяется по формуле

$$F_1 = \frac{2T_1}{d_{w_1}}$$

Окружная сила конической зубчатой передачи определяется по формуле

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1}$$

# Геометрия эвольвентного зубчатого зацепления

1. Модуль зубьев  $m$

$$m = p/\pi = d/z$$

2. Высота зуба  $h$

$$h = 2,25m$$

3. Высота головки зуба  $h_a$

$$h_a = m$$

4. Высота ножки зуба  $h_f$

$$h_f = 1,25m$$

5. Диаметр делительной окружности  $d$

$$d = mz$$

1. Модуль зубьев  $m$   
 $m = p/\pi = d/z$
2. Высота зуба  $h$   
 $h = 2,25m$
3. Высота головки зуба  $h_a$   
 $h_a = m$
4. Высота ножки зуба  $h_f$   
 $h_f = 1,25m$
5. Диаметр делительной окружности  $d$   
 $d = mz$

6. Диаметр окружности Выступов  $d_a$   
 $d_a = d + 2h_a = d + 2m$
7. Диаметр окружности впадин  $d_f$   
 $= d - 2h_f = d - 2,5m$
8. Радиальный зазор между сопряженными колесами  $c$   
 $c = 0,25m$
9. Межосевое расстояние  $a_\omega$   
 $a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$

10. Шаг зубьев  $p$

$$p = \pi / m$$

11. Толщина зуба  $s_t$

$$s_t = 0,5p$$

12. Ширина впадины  $e$

$$e = 0,5p$$

13. Ширина венца  
зубчатого колеса

(длина зуба)  $b$

$$b \approx (6...8)m$$

14. Диаметр ступицы  $d_{CT}$

$$d_{CT} \approx (1,6...2)d_B^1)$$

15. Длина ступицы  $L_{cr}$

$$L_{CT} \approx 1.5d_B$$

16. Толщина обода  $\delta$

$$\delta \approx (2,5...4)m$$

## Материалы и допускаемые напряжения

Зубчатые колеса изготавливают из сталей, чугуна и неметаллических материалов. Колеса из неметаллических материалов имеют небольшую массу и не корродируют, а передачи с ними бесшумны в работе. Но невысокая прочность материалов и, как следствие, большие габариты передачи и сравнительно высокая стоимость изготовления колес ограничивают их применение в силовых механизмах.

Чугунные зубчатые колеса дешевле стальных, их применяют в малонагруженных открытых передачах. Они имеют малую склонность к заеданию и хорошо работают при бедной смазке, но не выдерживают ударных нагрузок.

## Допускаемые напряжения.

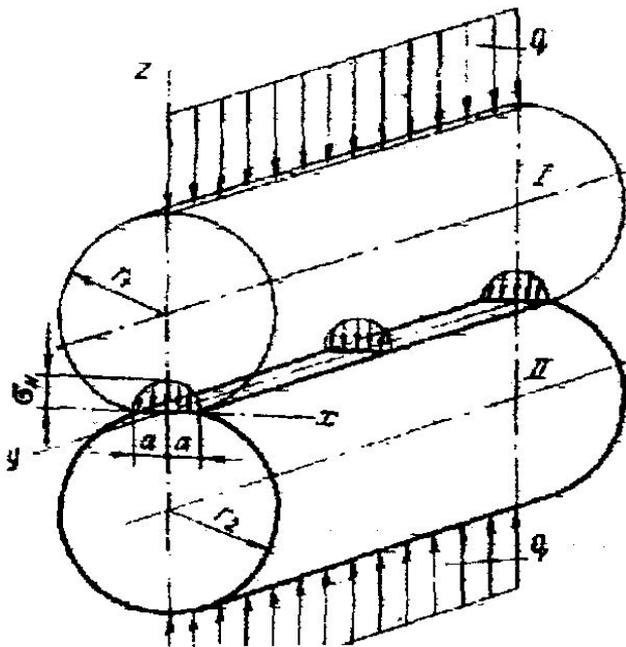
Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость определяют по формуле

$$[\sigma_f] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_f} Y_R Y_S K_{xF}$$

Где  $\sigma_{Flim}$  — предел выносливости зубьев, соответствующий заданному (установленному) числу циклов нагружений;  $S_f$  — коэффициент безопасности (допускаемый запас прочности);  $Y_S = 1,08 - 0,16 \lg m$  — коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров зубьев;  $K_{xF} = (1 - 8,3 \times 10^{-5}) d_a$  — то же, для колес ( $d_a$  — диаметр вершин колеса, мм;  $m$  — модуль, мм);  $Y_R$  — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности (при полировании переходной поверхности равен  $1.05 \div 1,2$ ).

# Расчет зубьев на контактную прочность и выносливость

СЖАТИЕ ЦИЛИНДРОВ



Аналитическими методами теории прочности можно получить точное решение для вычисления напряжений в контакте двух эвольвентных профилей. Для этого случая используют формулу Герца-Беляева:

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{E_{np} q_n}{2\pi(1-\nu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H^E.$$

Здесь  $E_{пр}$  – приведённый модуль упругости материалов шестерни и колеса

$$E_{пр} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2),$$

$\rho_{пр}$  – приведённый радиус кривизны зубьев

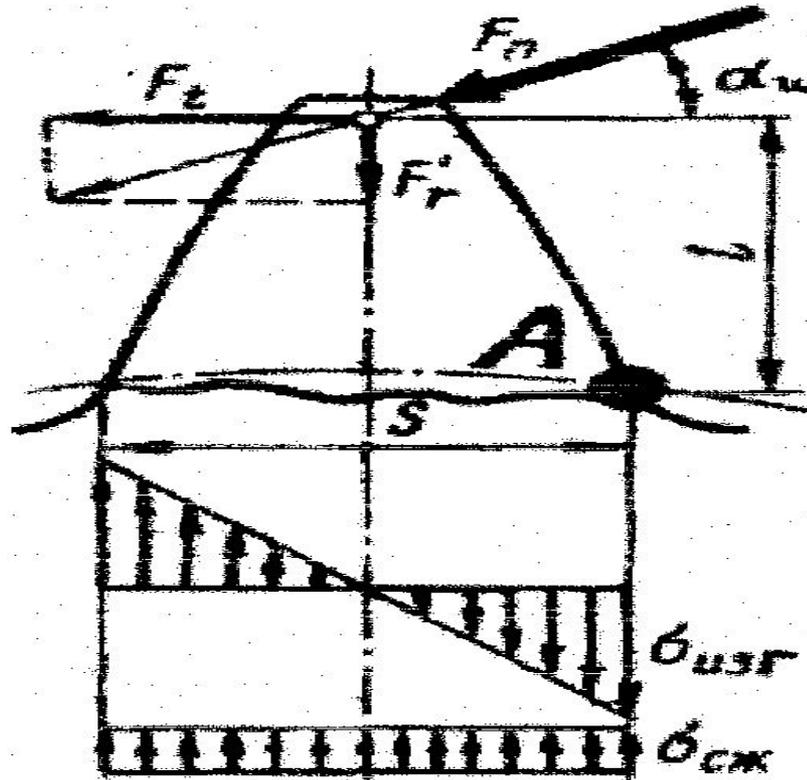
$$1/\rho_{пр} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2, \quad \rho_{1,2} = 0,5d_{w1,2} \sin \alpha_w,$$

$\nu$  - коэффициент Пуассона,  $q_n$  - удельная погонная нормальная нагрузка,  $[\sigma]_H^E$  - допускаемые контактные напряжения с учётом фактических условий работы.

Расчёт зубьев **на контактную выносливость** для закрытых передач (длительно работают на постоянных режимах без перегрузок) выполняют как проектировочный. В расчёте задаются передаточным отношением, которое зависит от делительных диаметров и определяют межосевое расстояние  $A_w$  (или модуль  $m$ ), а через него и все геометрические параметры зубьев. Для открытых передач контактные дефекты не характерны и этот расчёт выполняют, как проверочный, вычисляя контактные напряжения и сравнивая их с допускаемыми.

# Расчет зубьев на изгиб

## ИЗГИБ И СЖАТИЕ ЗУБА



Напряжения сжатия вычитаются из напряжений изгиба. Учитывая, что напряжения изгиба в консольной балке равны частному от деления изгибающего момента  $M_{изг}$  на момент сопротивления корневого сечения зуба  $W$ , а напряжения сжатия это сила  $F_r$ , делённая на площадь корневого сечения зуба, получаем:

$$\sigma_A = \frac{M_{изг}}{W} - \frac{F_r}{bS} = \frac{F_t}{b} \left( \frac{6l}{S^2} - \frac{tg\alpha_w}{S} \right) \frac{m}{m} = \frac{F_t}{bm} Y_H$$

Здесь  $b$  – ширина зуба,  $m$  – модуль зацепления,  $Y_H$  – коэффициент прочности зуба.

## Зубчатые редукторы

**Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.**

**Назначение редуктора — понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.**

**Редуктор состоит из корпуса (литого чугуна или сварного стального), в котором помещают элементы передачи — зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д.**

## Примеры цилиндрических зубчатых редукторов

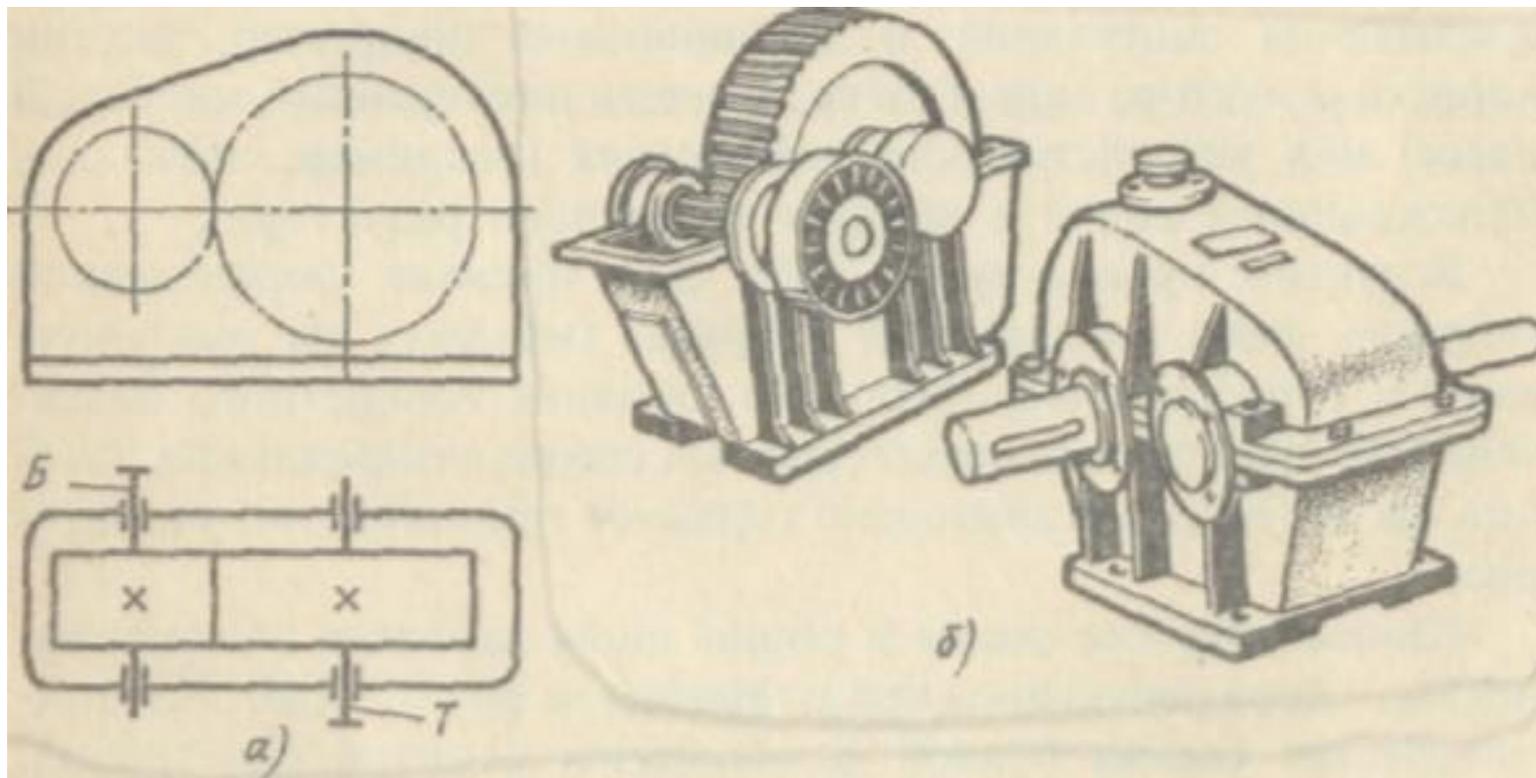


Рис. 1. Одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами:

а — кинематическая схема; б - общий вид редуктора с косозубыми колесами

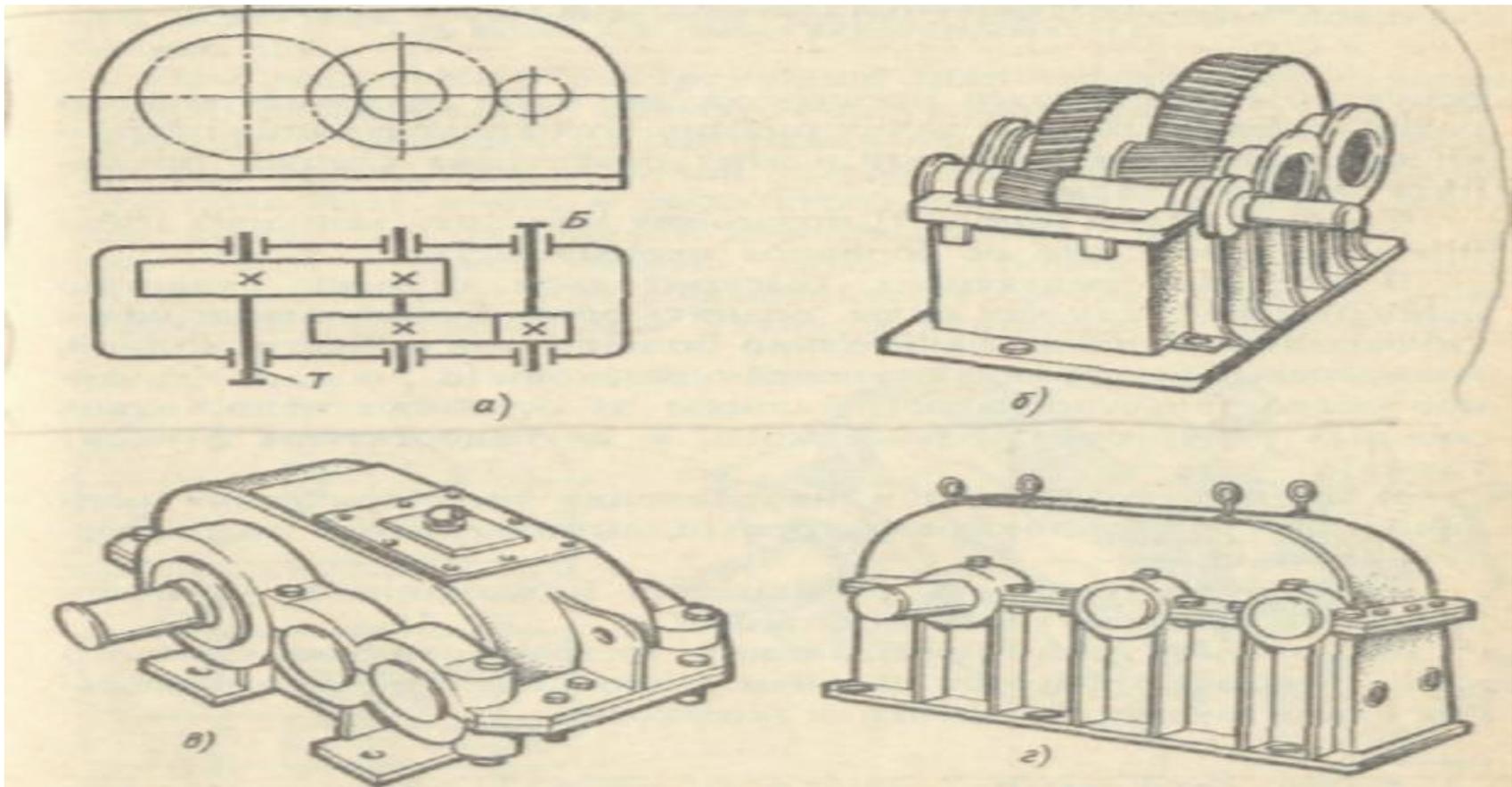


рис. 2. двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами:  
 а — кинематическая схема; б — редуктор со снятой крышкой (колеса косозубчатые); в — общий вид редуктора, у которого подшипниковые узлы закрыты врезными крышками; г — общий вид редуктора, у которого подшипниковые крышки привернуты винтами

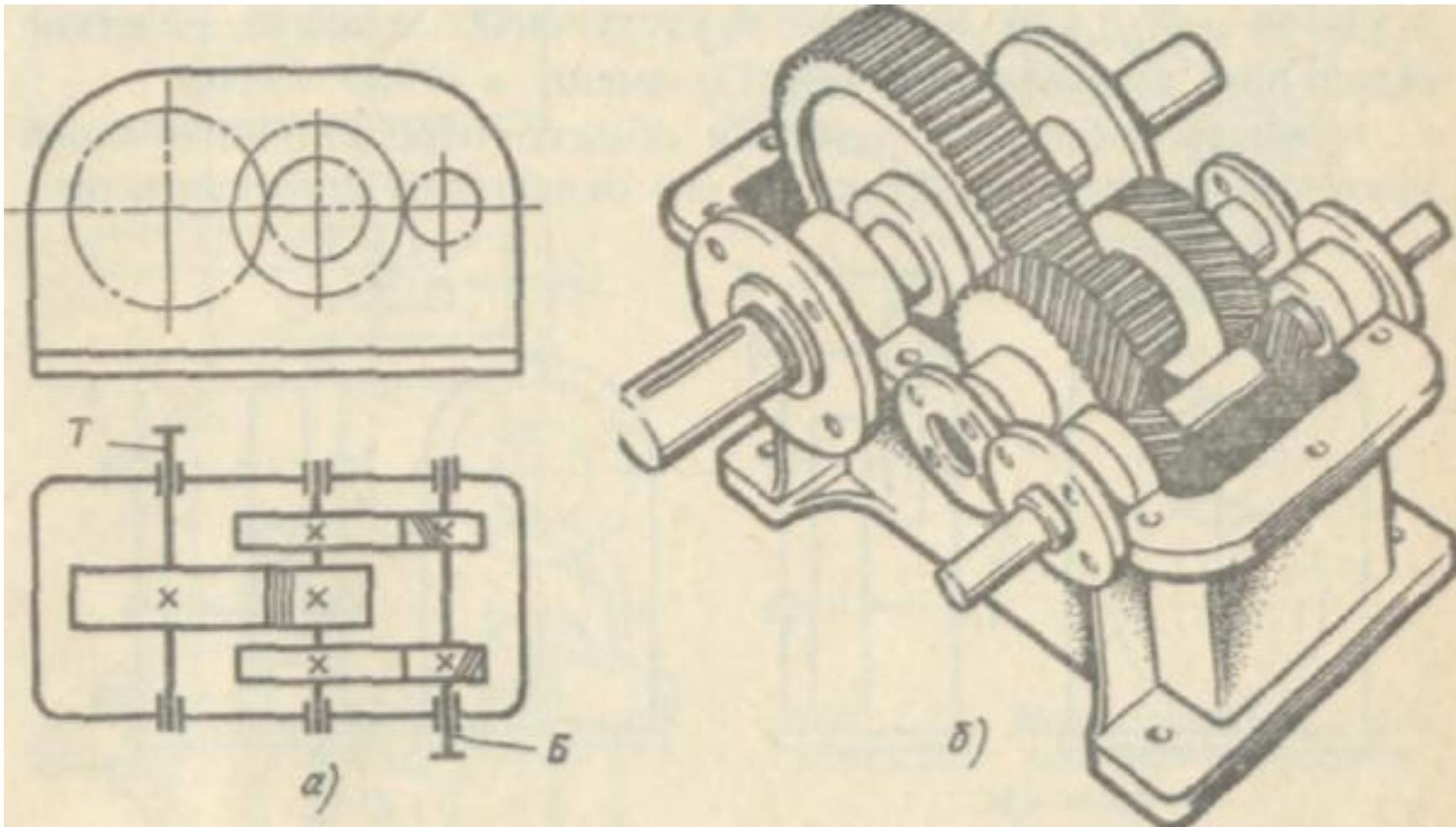


рис. 31. двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной первой (быстроходной) ступенью:

«-кинематическая схема; б - общий вид (без крышки)

## Червячные передачи и передачи винт-гайка

**Основы проектирования червячных передач и винтовой передачи (винт-гайка) рассмотрены в теме 3 данной презентации.**

# Цепные передачи

## Основные характеристики цепных передач, устройств и область применения

Цепными называют передачи с помощью

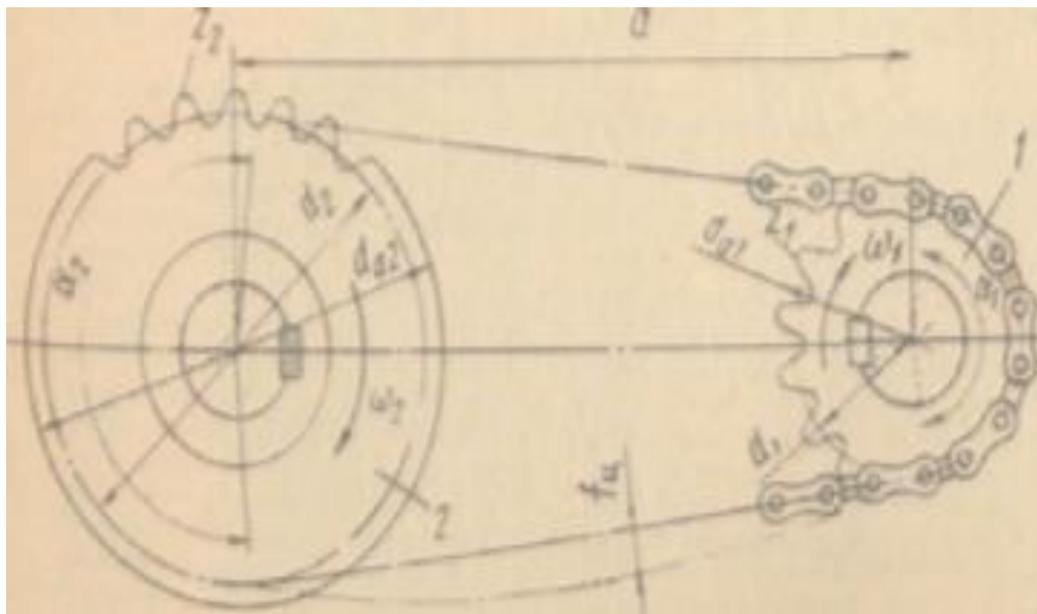


Рис.1.  
Схема цепной передачи

**Передача (рис. 1) состоит обычно из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек, связанных между собой *приводной цепью* (в машиностроении применяют также грузовые и тяговые цепи). Их применяют в качестве ступеней в приводах стационарных механизмов и машин (станках, роботах, сельскохозяйственной, транспортной технике и др.).**

**Числа зубьев  $z_1$  и  $z_2$  звездочек выбирают из условия обеспечения минимальных габаритов и более плавного хода цепи.**

**Расстояние  $a$  между осями звездочек (см. рис. 1) также влияет на работоспособность цепи, так как оно определяет частоту нагружения шарниров. При малом  $a$  цепь быстро изнашивается, а при большом  $a$  ведомая ветвь начинает колебаться из-за сильного провисания.**

На практике стремятся к тому, чтобы  $a = (30 \div 50)t$ .

Минимальное значение  $a$  ограничивают обхватом цепи ( $a_{\min} \geq 120^\circ$ ): при  $i \leq 3$

$a_{\min} = 0,5(d_1 + d_2) + (30 \div 50)$  мм; при  $i > 3$

$$a_{\min} = \frac{d_1 d_2}{2} \frac{9 + i}{10} \text{ мм.}$$

Потребное число звеньев цепи (длина цепи в шагах) определяется по предварительно выбранным значениям  $a$ ,  $t$ ,  $z_1$  и  $z_2$ :

$$\omega \approx 2 \frac{a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}$$

Для обеспечения нормального провисания ведомой ветви цепи межосевое расстояние уменьшают на 0,2—0,4%.

## Критерии работоспособности цепных передач

***Износ шарниров*** в процессе эксплуатации — типичный вид повреждения цепей быстроходных закрытых и полужакрытых передач станков, двигателей и оборудования общего машиностроения.

***Усталостное разрушение элементов цепи*** вызывается переменными напряжениями от внешней нагрузки, сил инерции и ударных нагрузок, обусловленных внутренней динамикой цепного привода. Разрушению часто предшествует контактная коррозия, развивающаяся на стенках отверстий пластин и на поверхностях роликов и осей.

При скоростях  $v_{ц} > 15$  м/с возрастают ударные нагрузки в передаче, и даже при сравнительно небольших нагрузках может происходить раскалывание роликов и ослабление прессовых соединений валиков и втулок с пластинками.

**Таким образом, износостойкость и прочность цепей являются основными критериями работоспособности передач.**

## **Контрольные вопросы**

- 1. Виды зубчатых передач?**
- 2. Основные характеристики зубчатых передач?**
- 3. Как определяются контактные напряжения?**
- 4. Как вычисляются напряжения сжатия?**
- 5. Основные характеристики цепных передач?**
- 6. Критерии работоспособности цепных передач?**
- 7. Как рассчитывают зубья на контактную прочность и выносливость?**