

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 (ω) 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 (, 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

$$v_c = \omega_w r_w = \pi d_w n / 60$$

где ω_w - угловая скорость зубчатого колеса,

n - частота вращения зубчатого колеса, мин⁻¹

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

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 δ

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

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.

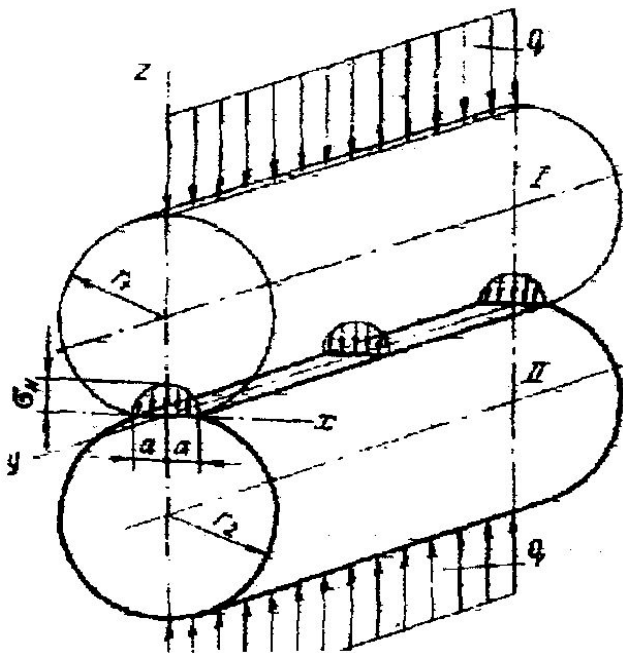
Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость определяют по формуле

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

Где σ_{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

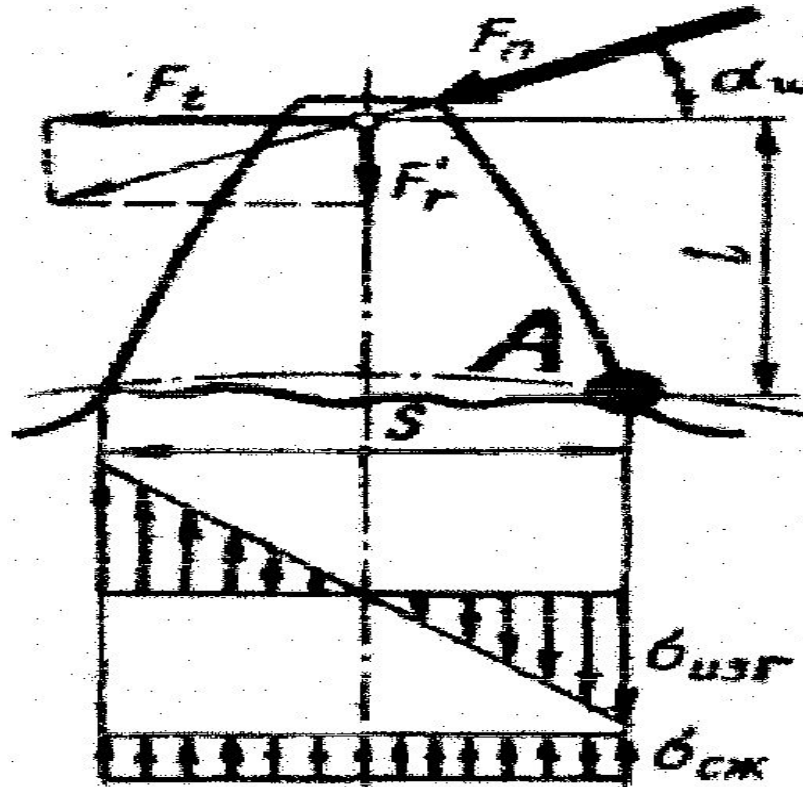
$$1/\rho_{пр} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2, \quad \rho_{1,2} = 0,5d_{w1,2} \sin \alpha_w,$$

ν - 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 чугунного или сварного стального), в котором помещают элементы передачи — зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д.

Примеры цилиндрических зубчатых редукторов

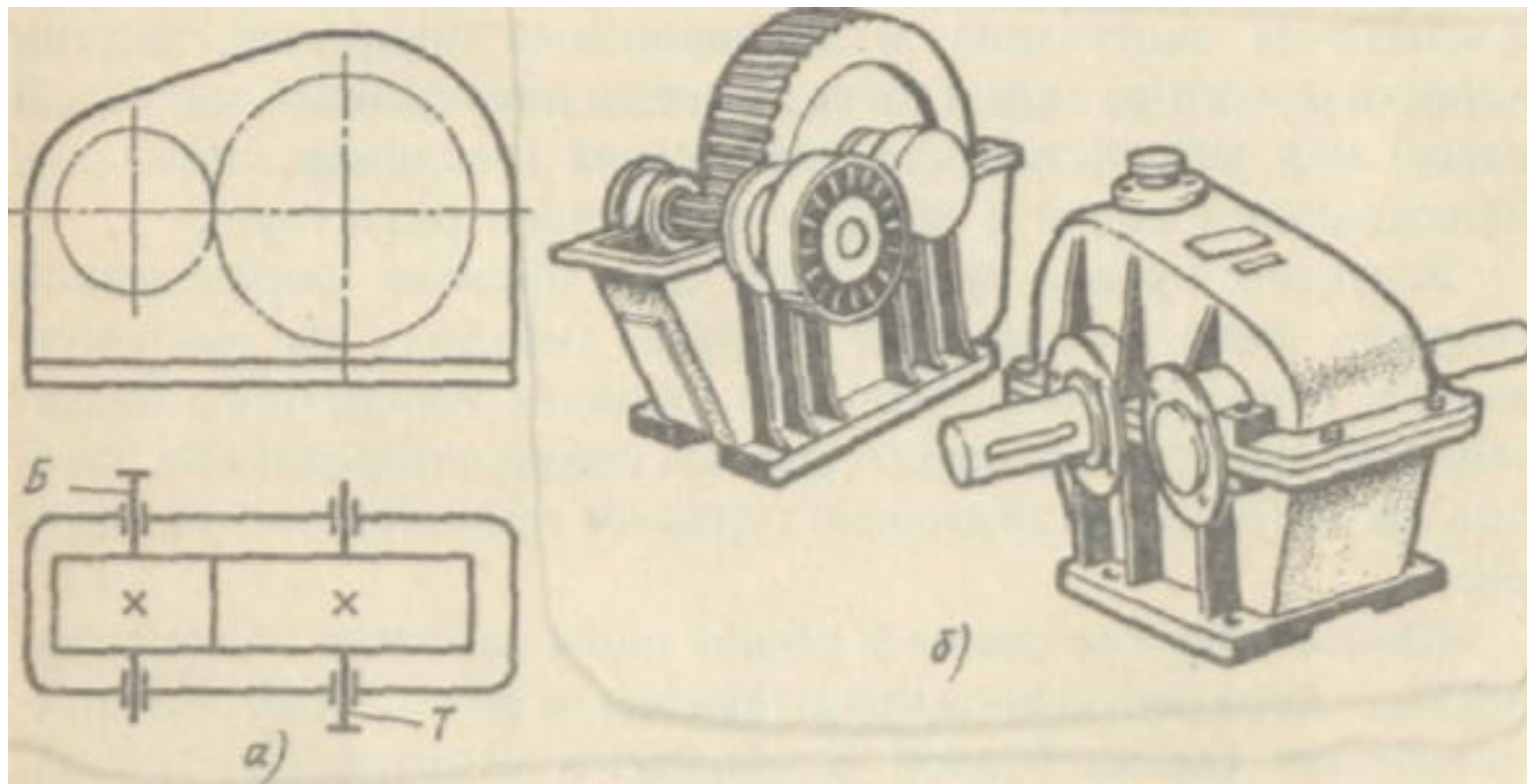


Рис. 1. Одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами:

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

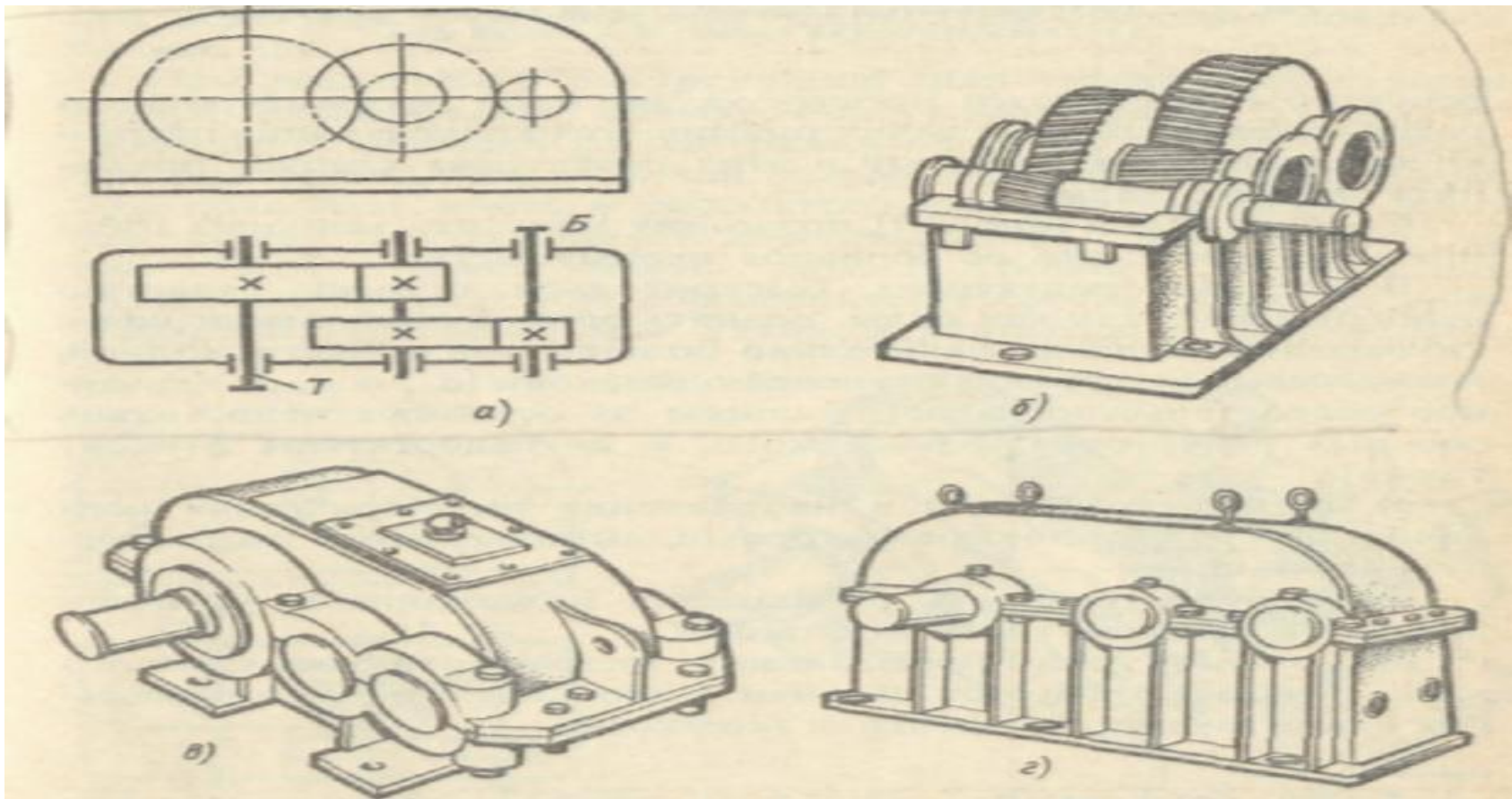


рис. 2. двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами:
 а — кинематическая схема; б — редуктор со снятой крышкой (колеса косозубчатые); в — общий вид редуктора, у которого подшипниковые узлы закрыты
 врезными крышками; г — общий вид редуктора, у которого подшипниковые
 крышки привернуты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

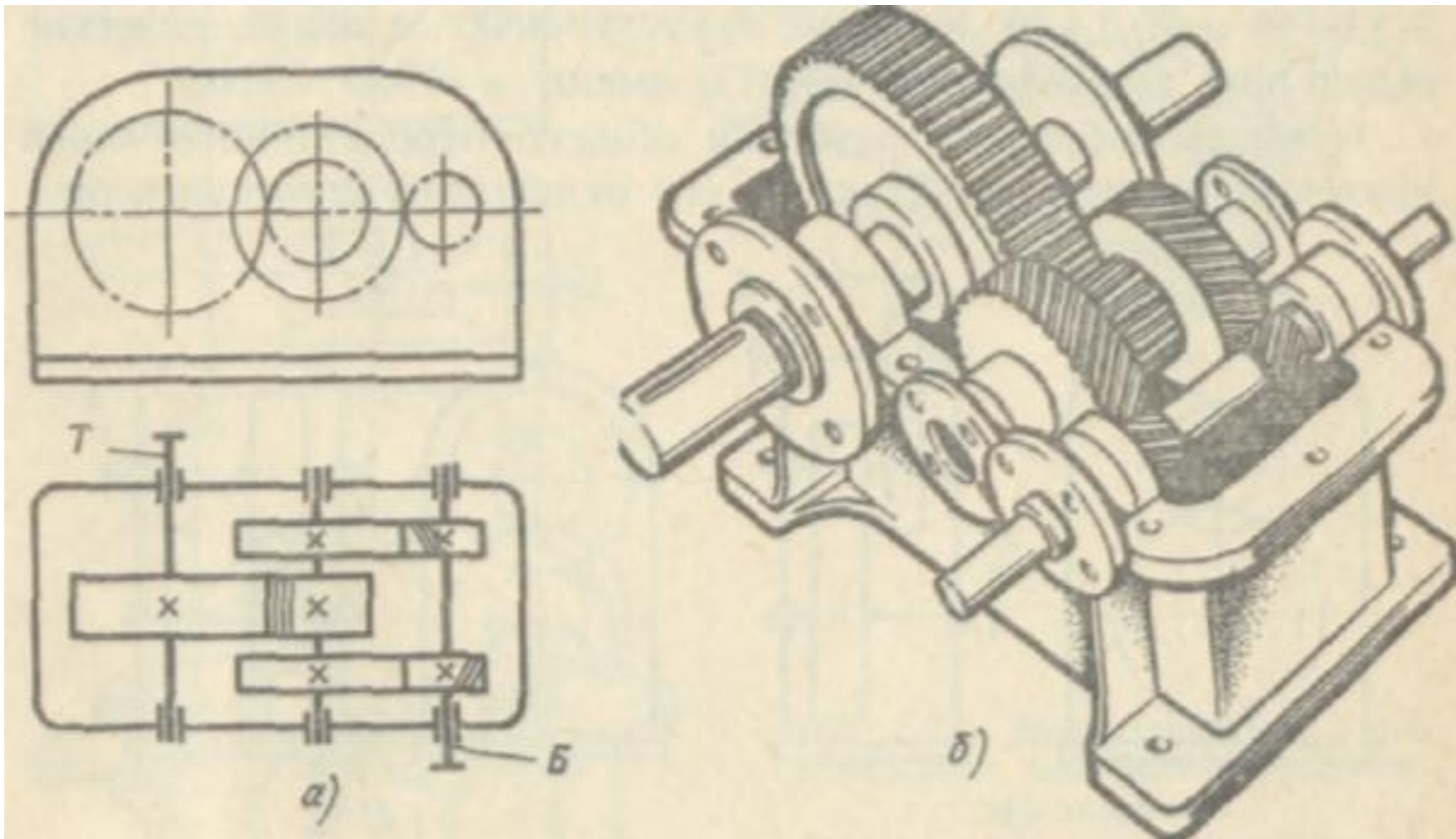


рис. 31. двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной первой (быстроходной) ступенью:

«-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

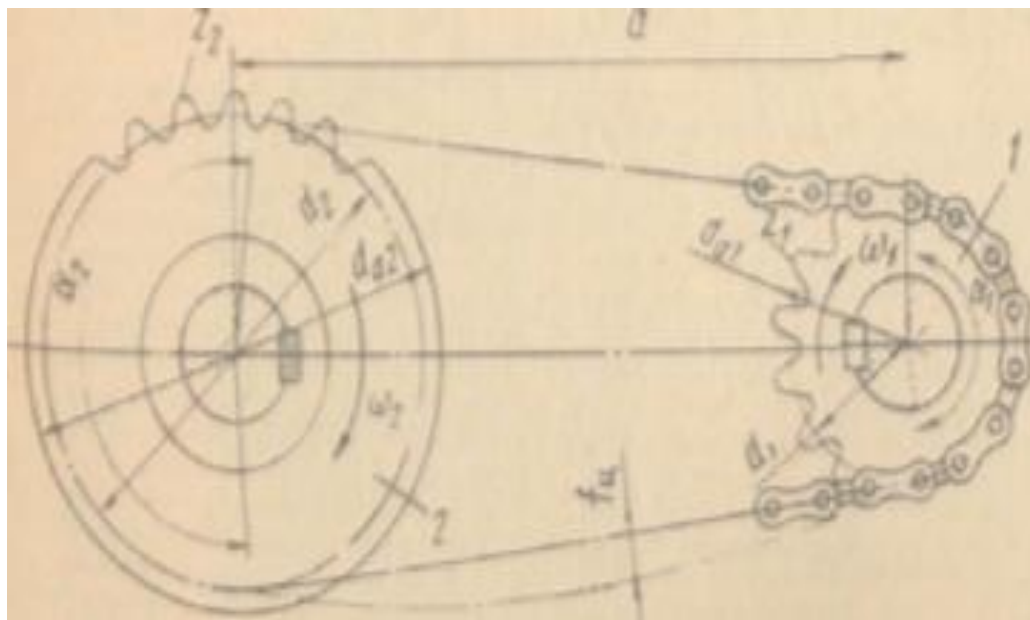


Рис.1.

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?**