

## **«Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование»**

- 1. Общие сведения о деталях мехатронных модулей (ММ) и роботов (Р).**
- 2. Основные критерии работоспособности и расчёта деталей ММ и Р.**
- 3. Материалы, применяемые для изготовления деталей ММ и Р.**
- 4. Механические характеристики материалов деталей ММ и Р.**
- 5. Виды циклов напряжений и их характеристики.**
- 6. Допускаемые напряжения.**
- 7. Зубчатые передачи и их классификация.**
- 8. Основные параметры цилиндрической прямозубой зубчатой передачи.**
- 9. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой зубчатой передачи.**
- 10. Цилиндрическая косозубая передача и её основные параметры**
- 11. Силы в зацеплении косозубой цилиндрической зубчатой передачи.**
- 12. Основные параметры косозубой цилиндрической зубчатой передачи.**
- 13. Эквивалентное колесо. Диаметр и число зубьев эквивалентного колеса.**
- 14. Цилиндрическая зубчатая передача. Определение модуля зубьев из условия контактной прочности, межосевого расстояния, числа зубьев шестерни и колеса.**
- 15. Цилиндрические зубчатые передачи. Допускаемые контактные напряжения**
- 16. Цилиндрические зубчатые передачи. Допускаемые изгибные напряжения**
- 17. Условие контактной прочности зубьев колес при кратковременной перегрузке.**
- 18. Условие изгибной прочности зубьев колес при кратковременной нагрузке.**
- 19. Коническая зубчатая. Передаточное отношение, число зубьев шестерни.**
- 20. Коническая зубчатая передача. Силы в зацеплении.**
- 21. Ременные передачи. Классификация ремней ременной передач.**
- 22. Ременные передачи. Передаточное отношение и силы в ветвях ремня.**
- 23. Валы и оси и их классификация.**
- 24. Проектный и проверочный расчет вала на статическую прочность.**
- 25. Проверочный расчет вала на изгибную и крутильную жесткость.**
- 26. Расчет вала на усталостную прочность. Основные понятия.**
- 27. Цилиндрическая фрикционная передача. Передаточное отношение, диаметры катков, межосевое расстояние.**
- 28. Цилиндрическая фрикционная передача. Силы в передаче.**
- Вопрос 29.**  
**Коническая фрикционная передача. Передаточное отношение, конусное расстояние, диаметры катков.**
- Вопрос 30.**  
**Коническая фрикционная передача. Силы в передаче.**

**Вопрос 31.**

**Фрикционные передачи. Расчет катков на контактную прочность (формула Герца).**

**Вопрос 32.**

**Лобовый вариатор. Диапазон регулирования и текущее передаточное отношение.**

**Вопрос 33.**

**Торовый вариатор. Диапазон регулирования и текущее передаточное отношение.**

**Вопрос 34.**

**Червячные передачи и их классификация.**

**Вопрос 35.**

**Червячные передачи. Основные геометрические параметры.**

**Вопрос 36.**

**Кинематический расчет червячной передачи.**

**Вопрос 37.**

**Червячные передачи. Силы в зацеплении.**

**Вопрос 38.**

**Червячные передачи. Допускаемые контактные напряжения.**

**Вопрос 39.**

**Червячные передачи. Допускаемые изгибные напряжения.**

**Вопрос 40.**

**Червячные передачи. Связь между делительными диаметрами червяка и червячного колеса, модулем зубьев и межосевым расстоянием.**

**Вопрос 41.**

**Проверка червяка на прочность.**

**Вопрос 42.**

**Проверка червяка на жесткость.**

## **1. Общие сведения о деталях мехатронных модулей (ММ) и роботов (Р).**

Дисциплина «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование» посвящена рассмотрению основ расчёта и конструирования деталей и сборочных единиц, встречающихся в различных механизмах, мехатронных модулях, машинах, роботах, т.е. в механических устройствах.

**Механизм** – система твёрдых тел, предназначенная для преобразования управляемого движения одного или нескольких твердых тел в требуемое управляемое движение других твёрдых тел.

**Мехатронный модуль** – функционально и конструктивно самостоятельное изделие, построенное с взаимопроникновением и синергетической аппаратно-

программной интеграцией составляющих его элементов, имеющих различную физическую природу, и предназначенное для реализации требуемого управляемого функционального движения его выходного звена.

**Машина** – устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.

**Робот** – многофункциональная перепрограммируемая машина для полностью или частично автоматического выполнения двигательных функций аналогично живым организмам, а также некоторых интеллектуальных функций человека.

**Механическое устройство** – устройство, построенное на принципах синергетической интеграции различных механических элементов и предназначенное для осуществления управляемых функциональных движений его выходных звеньев. Все механические устройства состоят из деталей, которые объединены в сборочные единицы (СЕ).

**Деталь** – неделимая без разрушения часть механического устройства (зубчатое колесо, винт, шпонка).

**Сборочная единица** – конструктивно самостоятельная часть механического устройства, выполняющая определённую функцию (редуктор, муфта, коробка передач).

Детали и сборочные единицы по их назначению и характеру выполняемых ими функций в процессе эксплуатации делят на две группы:

- **детали и сборочные единицы общего назначения** – такие, которые встречаются почти во всех механических устройствах (валы, подшипники, колёса, болты и т.д.);
- **детали и сборочные единицы специального назначения** – такие, которые встречаются только в одном или в нескольких типах механических устройств (поршни, шатуны, коленчатые валы).

Дисциплина «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование» посвящена изучению основ расчёта и конструирования деталей и сборочная единица общего назначения, которые делят на три основные группы.

#### 1. Соединения:

1.1. Неразъёмные (заклёпочные, сварные, с натягом).

1.2. Разъёмные (шпоночные, резьбовые, шлицевые).

2. Передачи (зубчатые, фрикционные, червячные, ременные).

3. Детали и сборочные единицы, обслуживающие передачи (валы, подшипники, муфты и др.).

## 2. Основные критерии работоспособности и расчёта деталей ММ и Р.

**Работоспособность** – свойство конструкции выполнять возложенные на неё функции в течение заданного промежутка времени или наработки при существующей системе технического обслуживания и ремонта.

Работоспособность деталей оценивают рядом критериев, которые диктуются условиями их работы.

1. **Прочность** – способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок.

2. **Жёсткость** – способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой.

3. **Износостойкость** – способность детали сохранять необходимые размеры трущихся поверхностей в течение заданного срока службы.

4. **Теплостойкость** – способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение заданного срока службы.

5. **Вибростойкость** – способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов, достаточно далёких от области резонансов. Соблюдение указанных критериев работоспособности обеспечивает надёжность конструкции в течение заданного срока службы.

**Надёжность** – свойство изделия (мехатронного модуля или робота) выполнять заданные функции с сохранением эксплуатационных показателей в течение требуемой наработки (в часах, километрах). Основы надёжности закладывает конструктор при проектировании изделия.

### 3. **Материалы, применяемые для изготовления деталей ММ и Р.**

Для изготовления деталей применяют:

- I. Металлы.
- II. Неметаллические материалы.

Все металлы и сплавы делят на:

#### 1. Чёрные

1.1. Сталь.

1.2. Чугун. Они сравнительно дешёвы, обладают высокой прочностью.

#### 2. Цветные

2.1. Бронза.

2.2. Латунь.

2.3. Баббиты. Они дороги, но имеют высокие антифрикционные свойства, хорошо обрабатываются резанием.

2.4. Лёгкие сплавы – алюминиевые, магниевые и др. Они обладают хорошими литейными свойствами, позволяют получать точные отливки под давлением.

К неметаллическим материалам относят:

1. Пластмассы (текстолит, волокнит, древеснослоистые пластики и др.). Они имеют небольшую плотность, антикоррозийные, обладают хорошими антифрикционными свойствами, высокой виброустойчивостью.

2. Минералокерамические материалы.

3. Резина.

4. Графит.

5. Композиционные материалы.

6. Порошковые материалы.

#### **4. Механические характеристики материалов деталей ММ и Р.**

1. Предел прочности  $\sigma_B$  – условное напряжение, при котором материал разрушается.
2. Предел текучести  $\sigma_T$  – наибольшее напряжение, соответствующее началу пластических(необратимых) деформаций.
3. Предел пропорциональности  $\sigma_{пц}$  – наибольшее напряжение до которого материал подчиняется закону Гука.
4. Предел выносливости  $\sigma_R$  – наибольшее значение максимального напряжения цикла, при котором стандартный образец выдерживает базовое число циклов с малой степенью вероятности разрушения.
5. Твердость – способность материала сопротивляться проникновению в него инородного тела. В зависимости от способа определения твёрдости различают:
  - твердость по Бриннелю(HB) – вдавливают в образец шарик;
  - твердость по Роквеллу(HRC) – вдавливают в образец конус.

#### **5. Виды циклов напряжений и их характеристики.**

Виды циклов напряжений представлены на рис 1:

- асимметричный R (рис. 1, а);
- симметричный R-1 (рис. 1, б);
- пульсирующий (отнулевой) R0 (рис. 1, в);

- постоянный  $R+1$  (рис. 1, г).

Предел выносливости при любом цикле можно выразить через пределы

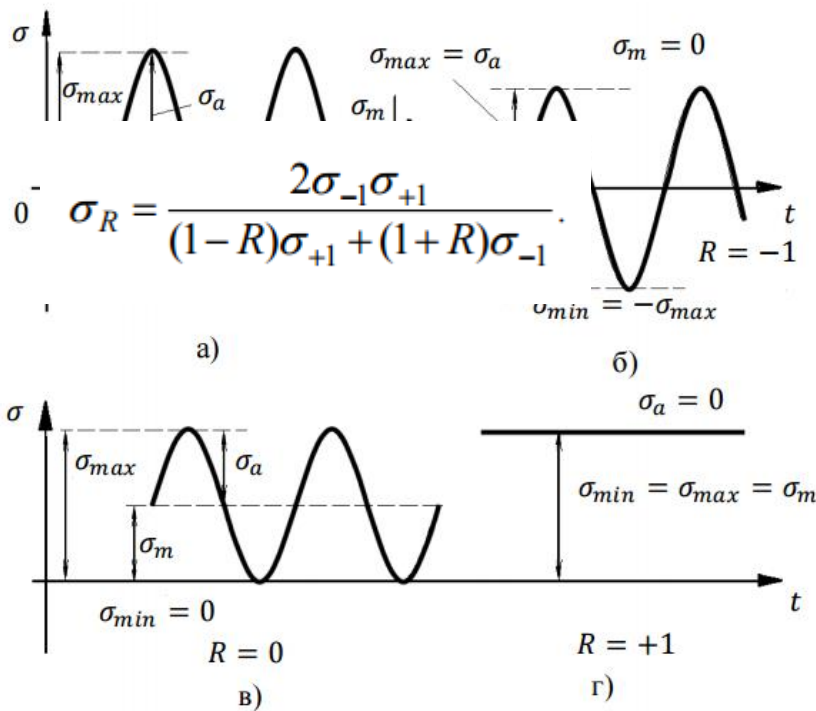


Рис. 1

выносливости при симметричном ( $\sigma_{-1}$ ) и постоянном ( $\sigma_{+1}$ ) циклах. Немецкий учёный Зодерберг предложил для асимметричного цикла следующую зависимость

При  $R = 0$  получим зависимость для предела выносливости при пульсирующем цикле

$$\sigma_0 = \frac{2\sigma_{-1}\sigma_{+1}}{\sigma_{+1} + \sigma_{-1}}$$

## 6. Допускаемые напряжения.

Допускаемое напряжение равно

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{n},$$

где  $\sigma_{пред}$  – предельное напряжение,  $n$  – коэффициент запаса;  $n > 1$ . Допускаемое напряжение составляет часть от предельного напряжения. Для пластичных материалов (Ст. 3) диаграммы растяжения (рис. 2, а) и сжатия (рис 2, б) имеют вид. Следовательно, для различных материалов допускаемое напряжение определяют в виде

где  $\sigma_{т.р}$  и  $\sigma_{т.с.}$  – пределы текучести при растяжении и сжатии;  $[n_T]$  – нормативный (требуемый) коэффициент запаса прочности по текучести.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{т.р.}}{[n_T]}; \quad [\sigma]_c = \frac{\sigma_{т.с.}}{[n_T]},$$

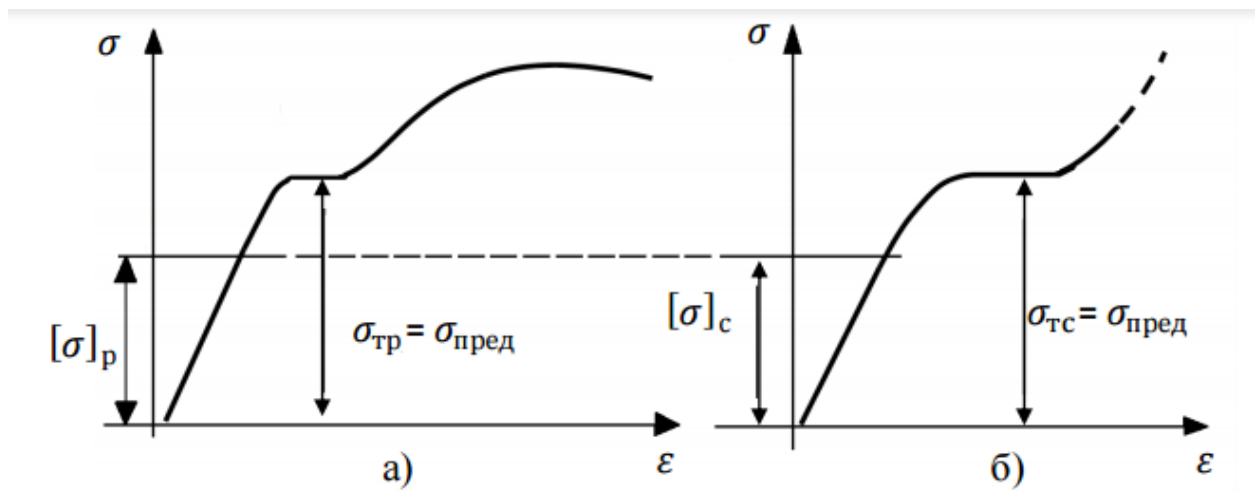


Рис. 2

Для хрупких материалов (чугун) диаграммы растяжения (рис. 3, а) и сжатия (рис. 3, б) имеют вид

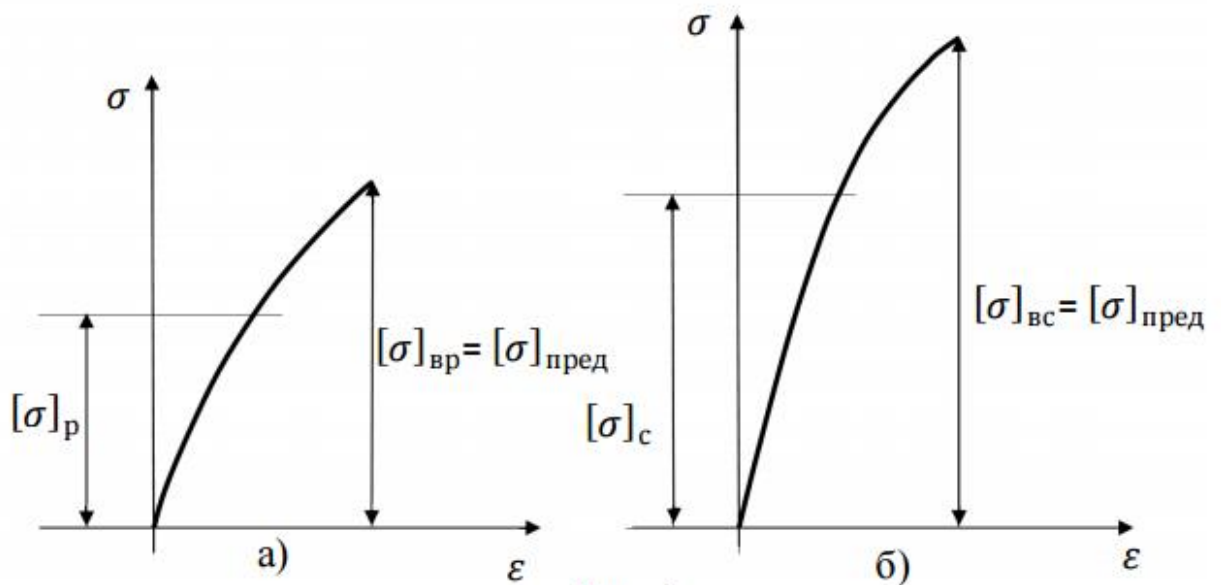


Рис. 3

В этом случае допускаемые напряжения будут равны

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{вр}}{[n_B]}; \quad [\sigma]_c = \frac{\sigma_{вс}}{[n_B]},$$

где  $\sigma_{вр}$  и  $\sigma_{вс}$  – пределы прочности при растяжении и сжатии;  $[n_B]$  – нормативный (требуемый) коэффициент запаса по пределу прочности. В общем можно сказать, что допускаемые напряжения равны:

- при статической нагрузке

$$[\sigma_{+1}] = \frac{\sigma_{Т.}}{n_{+1}};$$

$$[\sigma_{+1}] = \frac{\sigma_{В.}}{n_{+1}};$$

- при знакопеременной симметричной нагрузке

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{n_{-1}};$$

- при пульсирующем цикле нагружения

$$[\sigma_0] = \frac{2[\sigma_{-1}][\sigma_{+1}]}{[\sigma_{+1}] + [\sigma_{-1}]},$$

- при произвольном цикле нагружения

$$[\sigma_R] = \frac{2[\sigma_{-1}][\sigma_{+1}]}{(1-R)[\sigma_{+1}] + (1+R)[\sigma_{-1}]},$$

где  $n_{+1}$  – коэффициент запаса прочности при статической нагрузке;  $n_{-1}$  – коэффициент запаса выносливости при нагрузке, переменной во времени.

## 7. Зубчатые передачи и их классификация.



Зубчатой передачей называют трехзвенный механизм, который с помощью зацепления пары зубчатых колес передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов (рис. 1)

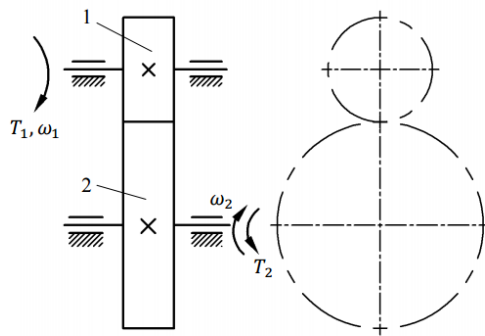


Рис. 1

Меньшее зубчатое колесо 1 называют шестерней, большее 2 – колесом. Классификация зубчатых передач Зубчатые передачи классифицируют по следующим показателям.

1. В зависимости от взаимного расположения геометрических осей колес:
  - цилиндрические (при параллельных осях) (рис. 2, а);
  - конические (при пересекающихся осях) (рис. 2, б);
  - винтовые (при скрещивающихся осях) (рис. 2, в).

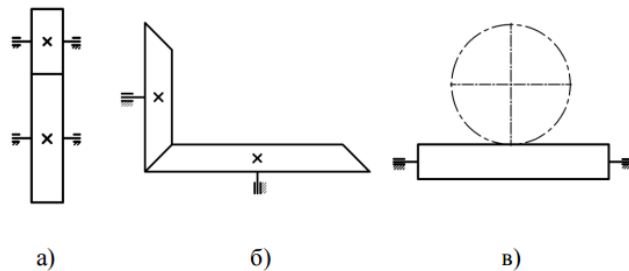


Рис. 2

2. В зависимости от расположения зубьев на ободе колес:
  - прямозубые (рис. 3, а);
  - косозубые (рис. 3, б);
  - шевронные (рис. 3, в);
  - с круговыми зубьями (рис. 3, г).

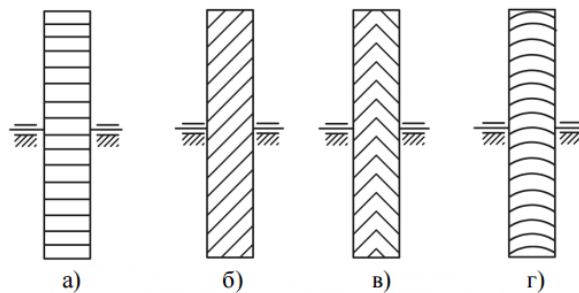


Рис. 3

3. В зависимости от формы профиля зуба:
  - эвольвентные (рис. 4, а);

- циклоидальные (рис. 4, б);
- с зацеплением Новикова (рис. 4, в)

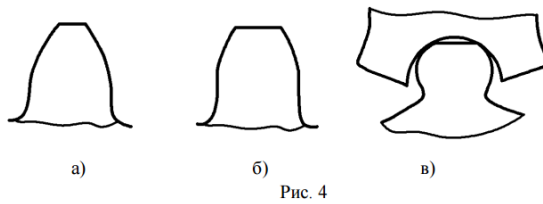


Рис. 4

4. В зависимости от взаимного расположения колес:

- внешнего зацепления (рис. 5, а);
- внутреннего зацепления (рис. 5, б)

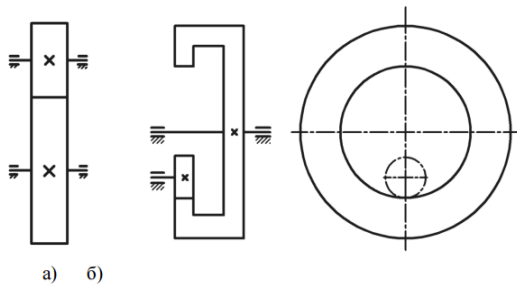


Рис. 5

5. В зависимости от конструктивного исполнения:

- открытые;
- закрытые. Достоинства зубчатых передач:
- высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей;
- долговечность;
- постоянство передаточного отношения;
- высокий КПД;
- простота обслуживания.

Недостатки зубчатых передач:

- высокие требования к точности изготовления и монтажа;
- шум при больших скоростях.

## 8. Основные параметры цилиндрической прямозубой зубчатой передачи.

Передаточное отношение

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Vr_2}{Vr_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{mz_2}{mz_1} = \frac{z_2}{z_1},$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловые скорости,  $r_1$  и  $r_2$  – радиусы и  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры делительных окружностей,  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев,  $V_1$  и  $V_2$  – мгновенные линейные скорости точки контакта зубьев и  $m$  – модуль зубьев зубчатых колес

Здесь  $p$  – окружной шаг – расстояние между одноименными сторонами двух соседних профилей зубьев по дуге делительной окружности (рис.6),  $a_w = O_1O_2$  – межосевое расстояние – расстояние между центрами зубчатых колёс; АВ–линия зацепления – общая касательная к двум основным окружностям  $d_{b1}$  и  $d_{b2}$ ,

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

проходящая через полюс П зацепления. Полюс П зацепления – точка пересечения линии зацепления с межосевым расстоянием. Линия зацепления делит межосевое расстояние  $a_w$  на части обратно пропорциональные угловым скоростям

$$\frac{O_2P}{O_1P} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

где «-» - для внешнего зацепления зубчатых колес, «+» - для внутреннего зацепления зубчатых колес.

Угол между линией зацепления и перпендикуляром к межосевому расстоянию называют углом зацепления  $\alpha_w$ . При нарезании зубьев инструментальной рейкой без смещения  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ . Делительная окружность  $d$  – окружность, на которой окружной шаг  $P$  и угол зацепления  $\alpha_w$  соответственно равны шагу  $P$  и углу зацепления  $\alpha_w = 20^\circ$  инструментальной рейки, которой нарезают зубчатое колесо. Диаметры делительных окружностей:

- шестерни

$$d_1 = mz_1.$$

- колеса

$$d_2 = mz_2; \quad d_2 = d_1 U.$$

Основная окружность  $d_b$  – окружность, эвольвентой которой является профиль зуба. Эвольвента окружности – кривая, центры кривизны которой лежат на основной окружности.

Диаметры основных окружностей:

- шестерни

$$d_{b_1} = d_1 \cos \alpha_w.$$

- колеса

$$d_{b_2} = d_2 \cos \alpha_w.$$

Межосевое расстояние пары зубчатых колес, нарезанных инструментальной рейкой без смещения

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}.$$

Начальные окружности  $d_w$  – окружности, которые в процессе зацепления пары зубчатых колес перекатываются друг по другу без скольжения.

Диаметры начальных окружностей:

- шестерни

$$d_{w_1} = \frac{2a_w}{U + 1};$$

- колеса

$$d_{w_2} = 2a_w - d_{w_1}.$$

У пары зубчатых колес может быть множество начальных окружностей. У отдельно взятого зубчатого колеса начальной окружности не существует. Окружность вершин зубьев  $d_a$  – окружность, проведенная по вершинам зубьев.

Диаметры окружностей вершин зубьев:

- шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$

- колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m.$$

Окружность впадин зубьев  $d_f$  – окружность, проведенная по впадинам зубьев.  
Диаметры окружностей впадин зубьев:

Основной шаг  $P_b$  – расстояние между одноименными сторонами двух соседних профилей зубьев по дуге основной окружности.

Высота зуба

$$h = 2,25m.$$

Высота головки зуба

$$h_a = m.$$

Высота ножки зуба

$$h_f = 1,25m.$$

Активная линия зацепления  $q_a$  – отрезок линии зацепления, отсекаемый окружностями вершин

$$q_a = ab.$$

Коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{q_a}{P_b} > 1,$$

или

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right).$$

Здесь знак “+” для внешнего зацепления, “-” для внутреннего зацепления. Для прямозубой зубчатой передачи должно быть  $\varepsilon_\alpha > 1,2$ , для косозубой  $\varepsilon_\alpha > 1$

## 9. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой зубчатой передачи.

Силы в зацеплении двух прямозубых цилиндрических колёс 1 и 2 (рис. 7):

- окружная сила

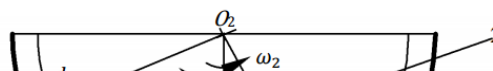
$$F_t = \frac{2T_1}{d_1};$$

- радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w;$$

- нормальная сила

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w},$$



где  $T_1$  – вращающий момент на ведущем колесе,  $T_2$  – момент сопротивления на ведомом колесе,

$$T_2 = T_1 U \eta;$$

$\eta$  – коэффициент полезного действия зубчатой передачи.

В большинстве случаев известным является момент  $T_2$ .

Тогда

$$T_1 = \frac{T_2}{U \eta}.$$

Рис. 7

## 10. Цилиндрическая косозубая передача и её основные параметры

Косозубыми называют колеса, у которых зубья расположены под углом  $\beta$  к образующей на делительном диаметре  $d$  (рис 8). В косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно.

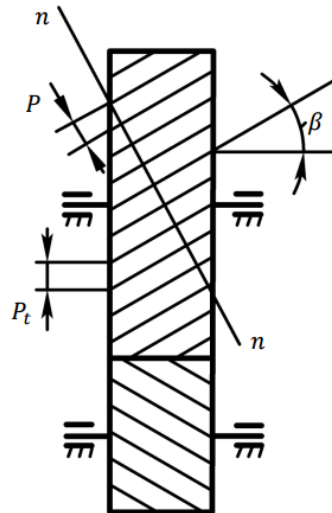


Рис. 8

Угол наклона зубьев  $\beta = 8 \dots 15$ . Максимум  $\beta_{\max} = 20$ . Нормальный шаг  $P$  – шаг, измеренный в плоскости нормального сечения к зубу. Окружной (торцевой) шаг  $P_t$  – шаг, измеренный в торцевом сечении

$$P_t = \frac{P}{\cos \beta}.$$

Нормальный модуль

$$m = \frac{P}{\pi}.$$

Окружной (торцевой) модуль

$$m_t = \frac{P_t}{\pi} = \frac{P}{\pi \cos \beta} = \frac{m}{\cos \beta}.$$

Диаметры делительных окружностей:

- шестерни

$$d_1 = m_t z_1 = \frac{m}{\cos \beta} z_1;$$

- колеса

$$d_2 = m_t z_2 = \frac{m}{\cos \beta} z_2.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

- шестерни

$$d_{a_1} = d_1 + 2m;$$

- колеса

$$d_{a_2} = d_2 + 2m.$$

Диаметры окружностей впадин зубьев:

- шестерни

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5m;$$

- колеса

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5m.$$

Диаметры основных окружностей:

- шестерни

$$d_{b_1} = d_1 \cos \alpha_w;$$

- колеса

$$d_{b_2} = d_2 \cos \alpha_w.$$

Высота зуба

$$h = 2,25m.$$

Коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_a = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_{v_1}} \pm \frac{1}{z_{v_2}} \right) \right] \cos \beta > 1,1 \dots 1,2.$$

Здесь знак “+” для внешнего зацепления, “-” для внутреннего зацепления;  $z_{v_1}$  и  $z_{v_2}$  — число зубьев эквивалентных шестерни и колеса.

Коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m} = \frac{\psi_{bd} z_1}{\pi} \tan \beta \geq 1,1 \dots 1,2.$$

---



## 11. Силы в зацеплении косозубой цилиндрической зубчатой передачи.

Силы в зацеплении двух цилиндрических косозубых колёс показаны на рис. 9. Силы в зацеплении:

- окружная

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1};$$

- нормальная к зубу

$$F'_t = \frac{F_t}{\cos \beta};$$

- радиальная

$$F_r = F'_t \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta};$$

- осевая

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta;$$

- полная

$$F_n = \frac{F'_t}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}.$$

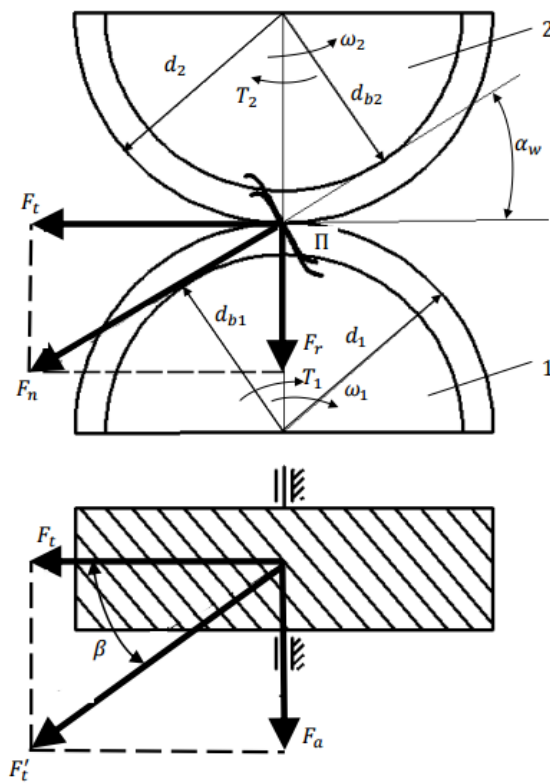


Рис. 9

Момент сопротивления

$$T_2 = T_1 U \eta.$$

Осевая сила  $F_a$  дополнительно нагружает подшипники. Возрастает с увеличением угла  $\beta$ . Поэтому угол  $\beta$  принимают не более  $20^\circ$ . Достоинства зубчатой косозубой передачи по сравнению с прямозубой передачей:

- передает большие мощности при тех же габаритных размерах;
- более плавная в работе, так как в зацеплении находится большее количество зубьев при той же ширине колес;
- хорошо прирабатывается;
- многопарность зацепления;
- меньший шум при работе.

Недостатки: возникновение осевого усилия

### 13. Эквивалентное колесо. Диаметр и число зубьев эквивалентного колеса.

Прочность зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форму косого зуба в нормальном сечении принято определять через параметры эквивалентного прямозубого колеса (рис. 10)

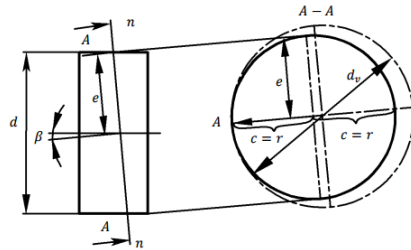


Рис. 10

Нормальное к зубу сечение образует эллипс с полуосями

$$c = \frac{d}{2} = r; \quad e = \frac{d}{2\cos\beta} = \frac{r}{\cos\beta}.$$

Радиус кривизны эллипса в точке А

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{2d^2}{4d\cos^2\beta} = \frac{d}{2\cos^2\beta}.$$

В соответствии с этим форму косого зуба в нормальном сечении определяют эквивалентным прямозубым колесом, у которого диаметр равен

$$d_v = 2r_v = \frac{d}{\cos^2\beta}.$$

Число зубьев эквивалентного прямозубого колеса

$$z_v = \frac{d_v}{m} = \frac{d}{m\cos^2\beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos\beta \cos^2\beta} = \frac{z}{\cos^3\beta}.$$

Прочность зуба косозубого зубчатого колеса диаметром  $d$  и с числом зубьев  $z$  эквивалентна прочности зуба прямозубого колеса диаметром  $d_v$  и с числом зубьев  $z_v$ .

Таким образом, в прочностном отношении косозубое колесо эквивалентно прямозубому колесу большего диаметра.

Для косозубого колеса при угле наклона зубьев  $\beta = 20^\circ$ , числе зубьев  $z$  и диаметре  $d$  получим

$$d_v = 1,13d; \quad z_v = 1,2z.$$

## 14. Цилиндрическая зубчатая передача. Определение модуля зубьев из условия контактной прочности, межосевого расстояния, числа зубьев шестерни и колеса.

Условие контактной выносливости

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} (U \pm 1)}{d_1 U}} \leq [\sigma]_H,$$

где  $Z_H = 1,76 \cos \beta$  — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;  $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  — коэффициент, учитывающий свойства материалов колес;  $Z_\varepsilon$  — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Для прямозубых колёс

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$$

для косозубых колёс

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}};$$

$K_\varepsilon = 0,9 \dots 1,0$  — коэффициент изменения длины контактных линий;

$W_{Ht}$  — удельная расчетная окружная сила, Н/мм

$$W_{Ht} = \frac{F_{t1}}{b_w} k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1 b_w} k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu}.$$

Здесь  $F_{t1}$  — окружная сила на шестерне, Н

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1};$$

$b_w$  — ширина зубчатого венца

$$b_w = \psi_{ba} d_1;$$

$k_{H\alpha}$  — коэффициент распределения нагрузки между зубьями

$$k_{H\alpha} = \begin{cases} 1 - \text{для прямозубых колес;} \\ 1,02 \dots 1,08 - \text{для косозубых колес;} \end{cases}$$

$k_{H\beta}$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (таблица 1)

Изгибная выносливость зуба:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma]_F,$$

где  $Y_F$ —коэффициент формы зуба (таблица 2). Выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса.

$Y_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha};$$

для прямозубых колёс  $Y_\varepsilon = 1$ .

$Y_\beta$  – коэффициент, учитывающий наклон зубьев

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$$

$W_{Ft}$  – удельная расчетная окружная сила, Н/мм

$$W_{Ft} = \frac{F_{t1}}{b_W} K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} = \frac{2000 T_1}{b_W d_1} K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Здесь  $K_{Fa}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями. Для прямозубых колёс  $K_{Fa} = 1$ . Для косозубых колёс

$$K_{Fa} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha},$$

где  $n$  – степень точности по плавности  $5 \leq n \leq 9$ .

$K_{F\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба (таблица 1);  $K_{Fv}$  – коэффициент динамической нагрузки

$$K_{Fv} = \begin{cases} 1,08 & \text{– для прямозубых колёс;} \\ 1,01 & \text{– для косозубых колёс,} \end{cases}$$

$k_{Hv}$  – коэффициент динамической нагрузки

$$k_{Hv} = \begin{cases} 1,04 & \text{– для прямозубых колёс;} \\ 1,0 & \text{– для косозубых колёс,} \end{cases}$$

$[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение. Величина расчетных контактных напряжений одинакова для шестерни и колеса. Поэтому расчет выполняют для того из колёс, у которого меньше допускаемое контактное напряжение (чаще всего это бывает у колеса).

Для косозубых передач при  $HV_1 - HV_2 > 70$  допускаемые контактные напряжения рассчитывают по формулам

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2});$$

$$[\sigma]_H \leq 1,23[\sigma]_{H2},$$

где  $[\sigma]_{H1}$  и  $[\sigma]_{H2}$  – допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса соответственно.

Выбирают меньшее значение  $[\sigma]_H$ .

В случае не выполнения условия контактной выносливости зубьев колёс необходимо найти новое значение ширины зубчатого венца по формуле

$$b'_w = b_w \left( \frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} \right)^2,$$

пересчитать удельную окружную силу  $W_{Hk}$  и уточнить значение контактного напряжения  $\sigma_H$ .

В случае не выполнения условия изгибной выносливости зубьев колёс необходимо найти новое значение ширины зубчатого венца по формуле

$$b'_w = b_w \left( \frac{\sigma_F}{[\sigma]_F} \right)^2,$$

пересчитать удельную окружную силу  $W_{Ft}$  и уточнить значение изгибного напряжения  $\sigma_F$ .

## 15. Цилиндрические зубчатые передачи. Допускаемые контактные напряжения

### Допускаемые напряжения

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL} = [\sigma_0]_H K_{HL},$$

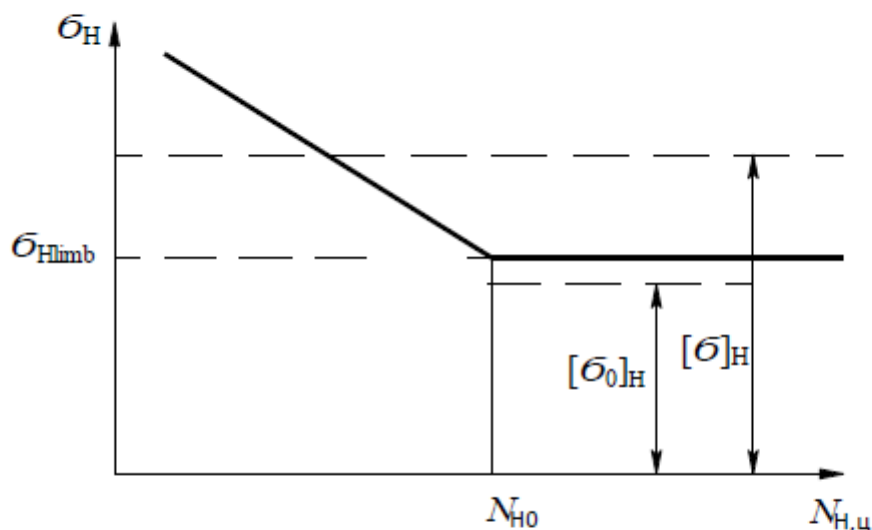


Рис. 1

где  $\sigma_{Hlimb}$  — предел контактной выносливости поверхностей зубьев МПа (рис. 1).

При  $HB \leq 350$   $\sigma_{Hlimb} = (2HB + 70) \text{ МПа};$

при  $HRC = 35 \dots 45$   $\sigma_{Hlimb} = (18HRC + 150) \text{ МПа};$

8

## 16. Цилиндрические зубчатые передачи. Допускаемые изгибные напряжения

Допускаемые изгибные напряжения

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} K_{FL} K_{FC},$$

где  $\sigma_{Flimb}$  — предел изгибной выносливости поверхности зубьев.

При  $HB \leq 350$   $\sigma_{Flimb} = 1,8 \text{ МПа};$

при  $HRC = 35 \dots 45$   $\sigma_{Flimb} = 550 \text{ МПа};$

при  $HRC = 45 \dots 6$   $\sigma_{Flimb} = (550 \dots 650) \text{ МПа};$

$S_H = ,55 \dots ,75$  — коэффициент безопасности;

KFC=0,7...0,9 – коэффициент реверсивности

KFL коэффициент долговечности

## 17. Условие контактной прочности зубьев колес при кратковременной перегрузке.

### Проверочный расчет зубьев при перегрузке

Кратковременные нагрузки не учтенные при расчете на выносливость, могут привести к потере статической прочности зубьев. Поэтому необходимо проверять статическую прочность зубьев при перегрузке.

Условие контактной прочности зубьев при кратковременной перегрузке моментом  $T_{\text{пик}}$  (рис. 2)

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\max}}} \leq [\sigma]_{H\max},$$

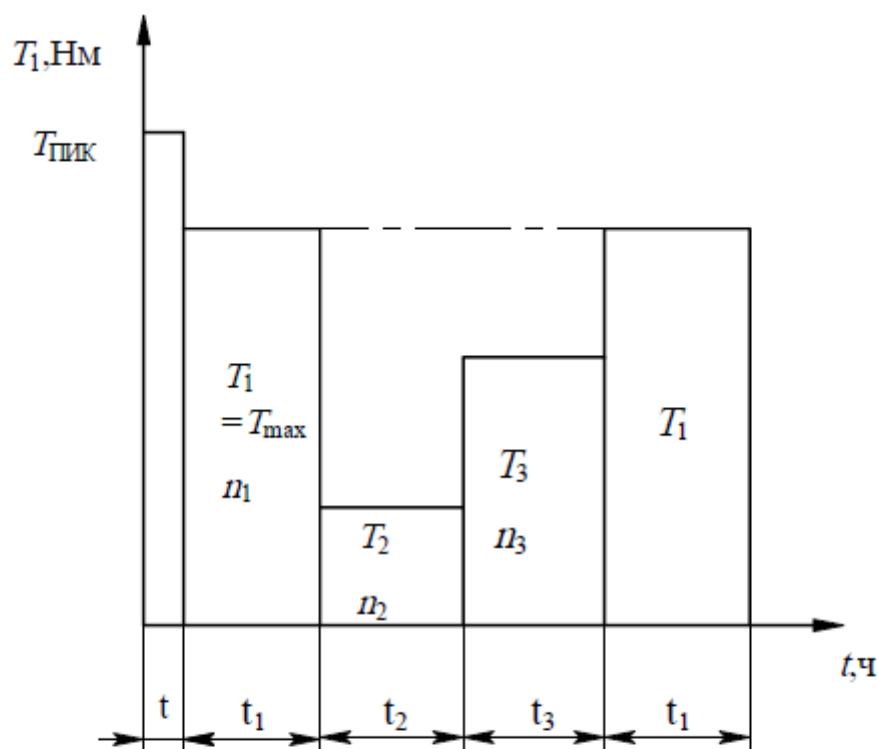


Рис. 2

где  $\sigma_H$ -расчетное контактное напряжение;  $T_{\max}$ -максимальный момент по циклограмме нагружения;  $[\sigma]_{H\max}$ -предельное допускаемое контактное напряжение.

При нормализации и объёмной закалке зубьев  $[\sigma]_{H\max}=2,8 \sigma_T$ , где  $\sigma_T$ -предел текучести материала зубьев; при цементации, закалке ТВЧ и азотировании  $[\sigma]_{H\max}=40\text{HRC}$ .



### 18. Условие изгибной прочности зубьев колес при кратковременной нагрузке.

Аналогично записывают условие изгибной прочности зубьев при кратковременной перегрузке

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пик}}}{T_{\max}} \leq [\sigma]_{F\max},$$

где  $\sigma_F$  — расчетное изгибное напряжение;  $[\sigma]_{F\max}$  — предельное допускаемое напряжение изгиба.

При твердости зубьев  $HV < 350$  получаем  $[\sigma]_{F\max} \approx 0,8\sigma_T$ ;

при  $HV > 350$   $[\sigma]_{F\max} \approx 0,6\sigma_B$ , где  $\sigma_B$  — предел прочности материала зубьев.

### 19. Коническая зубчатая. Передаточное отношение, число зубьев шестерни.

Конической зубчатой передачей называют передачу с пересекающимися осями зубчатых колес. Наибольшее распространение получили передачи, оси колес которых пересекаются под углом  $\Sigma = 90^\circ$  (рис. 1)

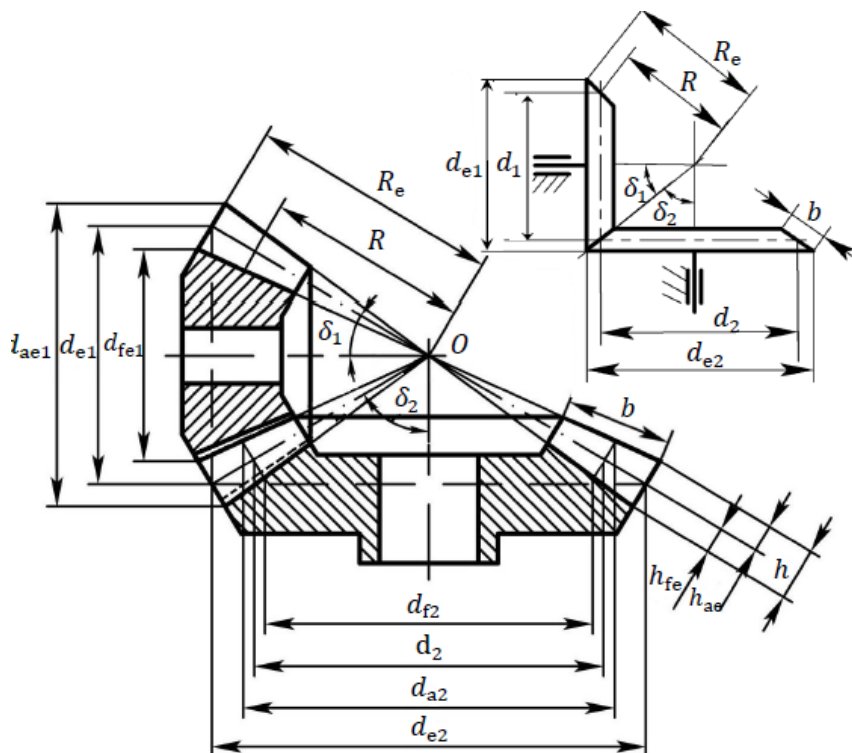


Рис. 1

Передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \sin \frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Числа зубьев эквивалентных прямозубых цилиндрических колес:

- шестерни

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1};$$

- колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

Передаточное отношение эквивалентной прямозубой цилиндрической передачи

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = u^2.$$

## 20. Коническая зубчатая передача. Силы в зацеплении.

### Силы в зацеплении

На рис. 2 приведено распределение сил в зацеплении конических зубчатых колес.

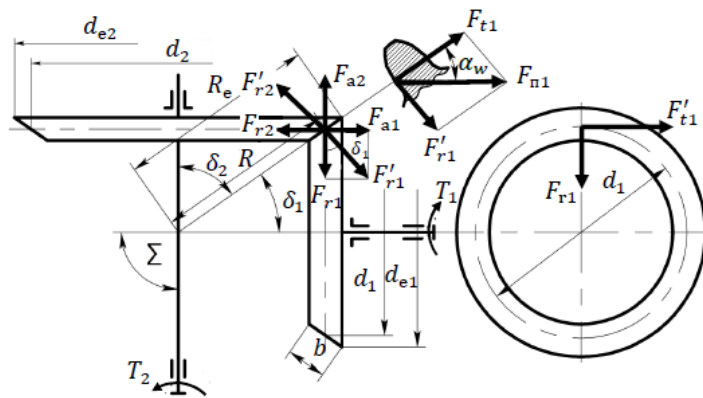


Рис. 2

Силы на шестерне:

- окружная

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1};$$

- нормальная в точке контакта зубьев

$$F'_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w;$$

- радиальная

$$F_{r1} = F'_{r1} \cos \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1;$$

- осевая

$$F_{a1} = F'_{r1} \sin \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1.$$

Силы на колесе 2:

$$F_{t2} = -F_{t1}; F_{r2} = -F_{a1}; F_{a2} = -F_{r1}.$$

Вращающий момент на колесе 2

$$T_2 = T_1 u \eta,$$

где  $T_1$  - вращающий момент на шестерне,  $\eta$  - коэффициент полезного действия.

## 21. Ременные передачи. Классификация ремней ременной передач.

### РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременные передачи относят к передачам трением с гибкой связью. Передача состоит из ведущего 1, ведомого 2 шкивов и ремня 3. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем, вследствие натяжения ремня.

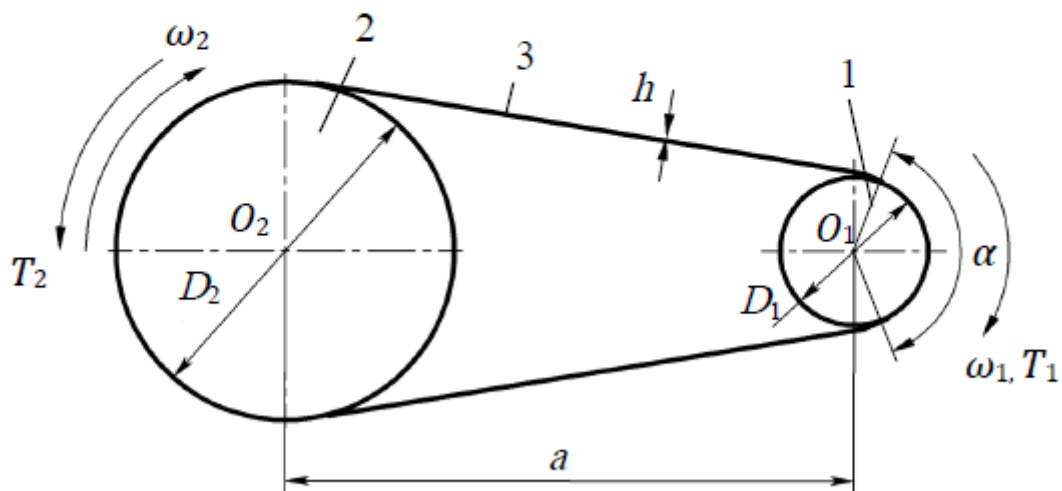
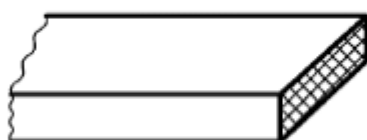


Рис. 1

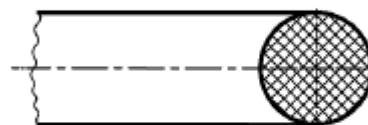
### Классификация ремней ременных передач

Ремни ременных передач классифицируют в зависимости от их формы:

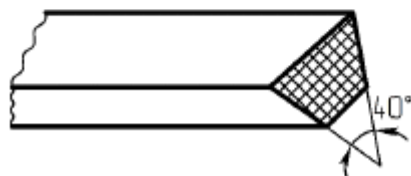
Плоские



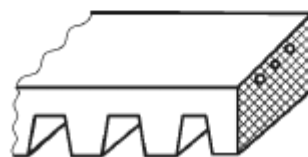
Круглые



Клиновые



Зубчатые



## 22. Ременные передачи. Передаточное отношение и силы в ветвях ремня.

Передаточное отношение

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1},$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  - угловые скорости ведущего и ведомого шкивов соответственно;  $D_1$  и  $D_2$  - диаметры ведущего и ведомого шкивов соответственно;  $\varepsilon$  - коэффициент скольжения

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \approx 0,01 \dots 0,02.$$

## Силы в ветвях ремня

В состоянии покоя передачи для создания трения между ремнем и шкивами ремень надевают на шкивы с предварительным натяжением (рис.2, а). Оно равно для обеих ветвей

$$F_0 = \frac{T_1}{D_1} \left( \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right),$$

где  $T_1$  – момент на ведущем шкиве;  $e = 2,72$  – основание натурального логарифма;  $f = 0,1 \dots 0,3$  – коэффициент трения между ремнем и шкивами.

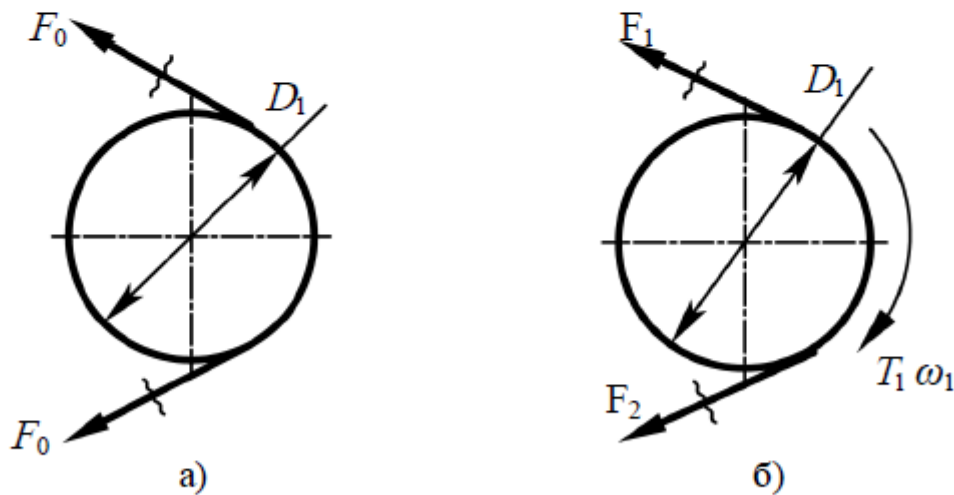


Рис. 2

При приложении момента  $T_1$  натяжения ветвей ремня станут разными (рис.2, б).

Натяжение ведущей ветви

$$F_1 = \frac{2T_1}{D_1} \left( \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \right).$$

Натяжение ведомой ветви

$$F_2 = \frac{2T_1}{D_1} \left( \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \right).$$

## 23. Валы и оси и их классификация.

### ВАЛЫ И ОСИ

Вал — деталь, предназначенная для поддержания установленных на ней деталей и для передачи вращающего момента. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а иногда и растяжение(сжатие) дополнительно (рис.1, а).

Ось — деталь, предназначенная только для поддержания установленных на ней деталей. Ось не передаёт вращающего момента и, следовательно, не испытывает кручения.

Оси могут быть неподвижными или вращающимися вместе с установленными на них деталями (рис. 1, б, в)

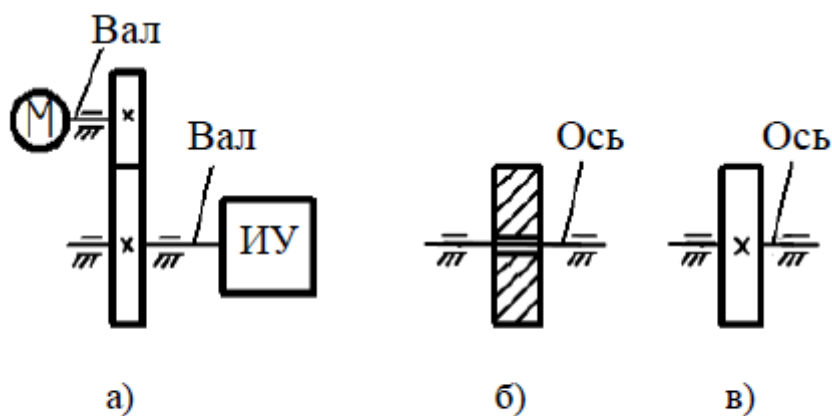


Рис. 1

### Классификация валов и осей

Валы и оси классифицируют:

1. По геометрической форме:

- прямые



- коленчатые



- гибкие

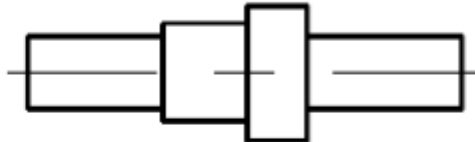


## 2. По конструктивному исполнению:

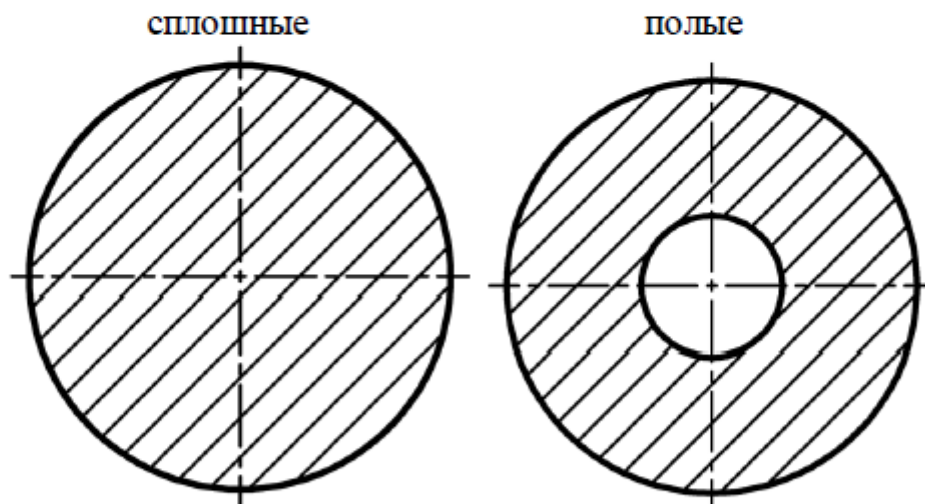
- гладкие



- ступенчатые



## 3. По типу поперечного сечения:



Материалы, используемые для изготовления валов и осей:  
углеродистые и легированные стали.

Критерии работоспособности:

- статическая прочность;
- усталостная прочность (выносливость);
- жёсткость.

## 24. Проектный и проверочный расчет вала на статическую прочность.

Проектный расчёт валов

Проектный расчёт валов выполняют по его расчётной схеме, которую составляют с использованием упрощений:

- ☐ валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах (подшипниках);



- ☐ при выборе типа опоры полагают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-подвижной опорой, при отсутствии наклона или перемещения – шарнирно-неподвижной опорой;
- ☐ подшипники качения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры;
- ☐ подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, рассматривают как шарнирно-подвижные опоры;
- ☐ на схеме центр опоры принимают в середине подшипника качения;
- ☐ распределённые силы и моменты изображают как сосредоточенные;
- ☐ силы трения в опорах не учитывают.

Проектный расчёт валов проводят условно только по кручению для определения ориентировочного диаметра вала по статической прочности. Влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки компенсируют понижением допускаемого касательного напряжения  $[\tau]$ .

При проектном расчёте обычно определяют диаметр выходного конца вала, который в большинстве случаев испытывает лишь одно кручение (быстроходный и тихоходный валы редуктора).

Для промежуточного вала определяют диаметр под шестерней.

Остальные диаметры вала назначают при разработке конструкции с учётом технологии изготовления и сборки.

Условие прочности вала при кручении

$$\tau = \frac{T_k}{W_p} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau]$$

Откуда диаметр вала равен

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau]}}$$

где  $[\tau] = (12...30)\text{МПа}$  — пониженное допускаемое касательное напряжение.

Полученное значение диаметра вала округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6636-69.

### **Проверочный расчёт вала на статическую прочность**

Его проводят по пиковым напряжениям, которые не учитывают при расчёте на усталость вала.

Условие статической прочности

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_p$$

или

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} \geq [n]_T,$$

где  $\sigma_{\text{экв}}$  — эквивалентное напряжение;  $\sigma_u$  — нормальное напряжение при изгибе

$$\sigma_u = \frac{M_{\text{max}}}{0,1d^3};$$

$\tau$  — касательное напряжение при кручении

$$\tau = \frac{T_{k \text{ max}}}{0,2d^3};$$

$M_{\text{max}}$  и  $T_{k \text{ max}}$  — максимальный изгибающий и крутящий момент в опасном сечении вала;  $\sigma_T$  — предел текучести материала вала;  $n_T$  — коэффициент запаса прочности по текучести;  $[n]_T$  — допускаемый коэффициент запаса прочности по текучести,  $[n]_T = 1,2...1,3$ ;  $[\sigma]_P$  —

допускаемое растягивающее напряжение

## 25. Проверочный расчет вала на изгибную и крутильную жесткость.

Условия изгибной жёсткости вала (рис.2)

$$\delta \leq [\delta];$$

$$\Theta \leq [\Theta],$$

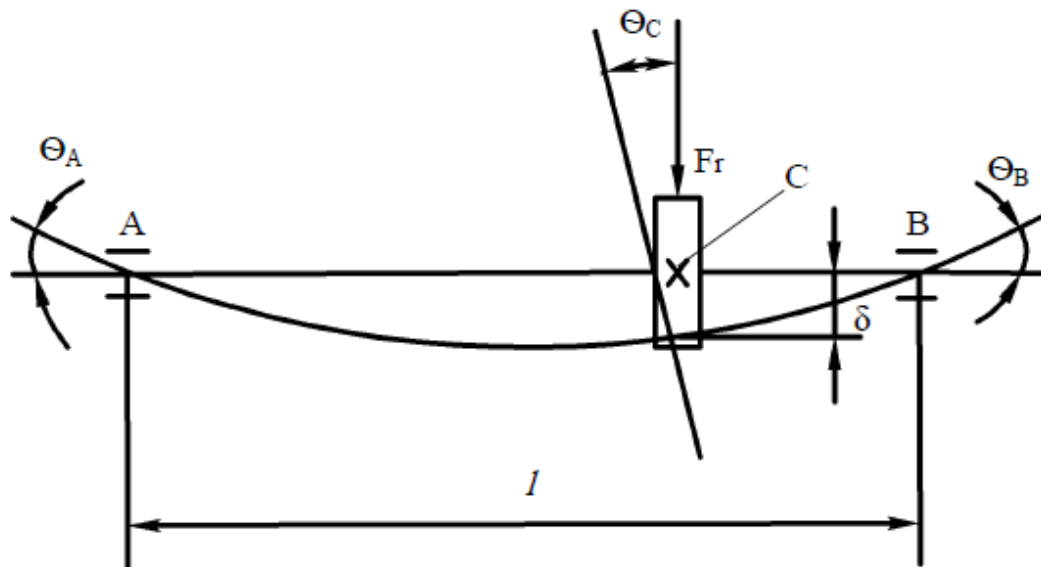


Рис. 2

где  $\delta$  – прогиб вала в рассматриваемом сечении;  $[\delta]$  – допустимый прогиб вала; принимают  $[\delta] = (0,0002 \dots 0,0003)l$ ;  $l$  - расстояние между опорами;

$\Theta$  – угол поворота поперечного сечения вала;  $[\Theta] \leq 3,5'$  - допустимый угол поворота поперечного сечения вала под колесом.

Допустимый угол наклона вала в подшипнике:

- в радиальном шариковом –  $[\Theta] \leq 8'$ ;
- в радиально-упорном шариковом –  $[\Theta] \leq 5'$ ;
- в цилиндрическом роликовом –  $[\Theta] \leq 4'$ ;

Условие крутильной жёсткости вала

$$\varphi_0 = T_K \frac{1}{G J_P} \leq [\varphi]_0,$$

где  $G$  — модуль упругости второго рода материала вала. Принимают  $G \approx 8 \cdot 10^4$  МПа;  $J_p$  — полярный момент инерции поперечного сечения вала

$$J_p = 0,1 d^4;$$

$[\varphi]_0$  - допустимый угол закручивания вала;  $[\varphi]_0 = (5 \dots 22) 10^{-3}$  рад/м.

## 26. Расчет вала на усталостную прочность. Основные понятия.

Расчёт вала на усталостную прочность (выносливость)

Расчёт вала на усталостную прочность заключается в определении коэффициентов запаса усталости в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений (галтели, шпоночные канавки, выточки, поперечные отверстия, шлицы).

При расчёте принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу (рис.3, а), а напряжения кручения при постоянной (не реверсивной) нагрузке — по пульсирующему (от нулевого) циклу (рис.3, б), при реверсивной нагрузке - по симметричному циклу (рис.3, в).

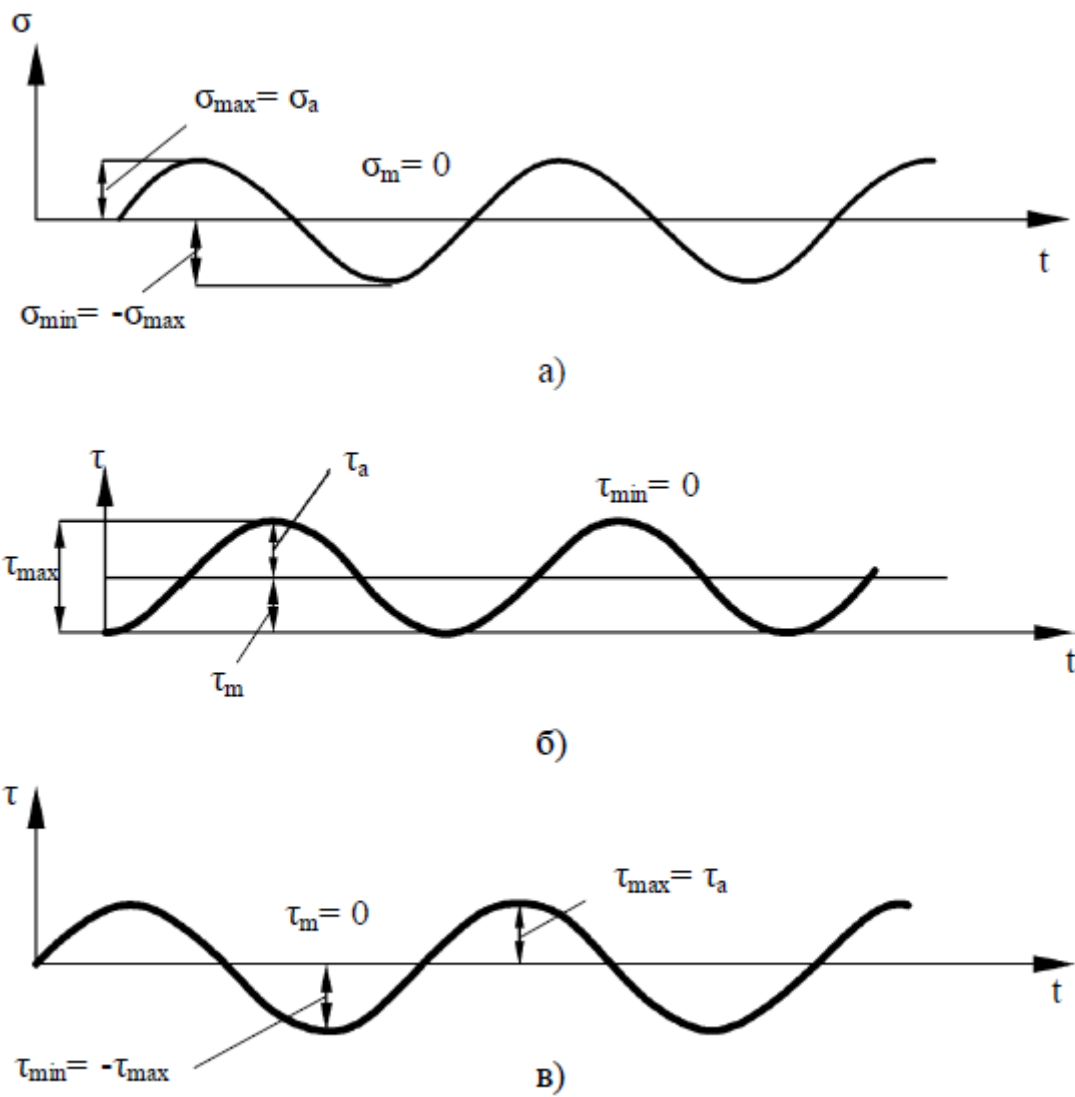


Рис. 3

Для опасных сечений вала при совместном действии напряжений изгиба и кручения (рис.4) условие усталости имеет вид

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 1,3 \dots 1,5,$$

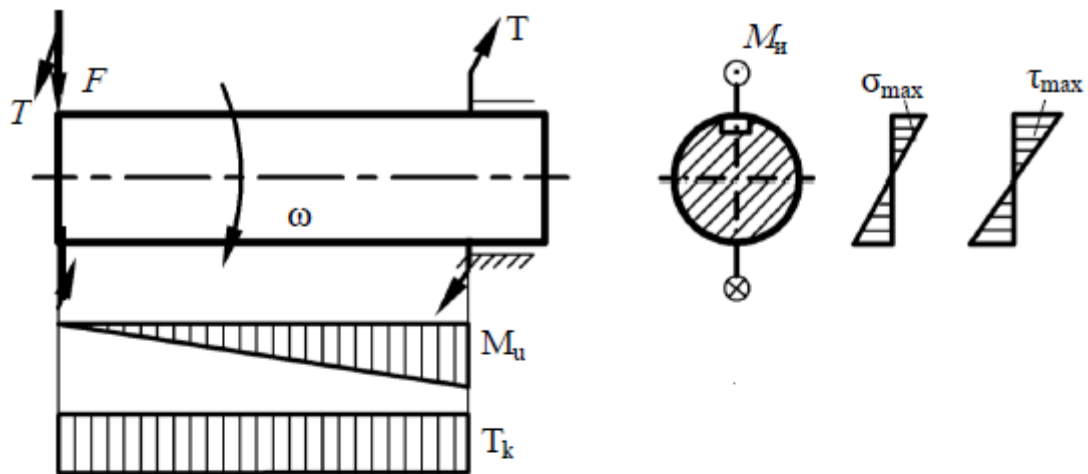


Рис. 4

где  $S_\sigma$  – коэффициент запаса усталости по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$S_\tau$  – коэффициент запаса усталости по касательным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}.$$

Здесь  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости при изгибе и кручении при симметричном цикле изменения напряжений

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5) \sigma_B;$$

$$\tau_{-1} \approx (0,2 \dots 0,3) \sigma_B \approx (0,5 \dots 0,6) \sigma_{-1},$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности материала вала при изгибе;

$K_{\sigma D}$  и  $K_{\tau D}$  – суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_{F\sigma} - 1 \right) \frac{1}{K_v};$$

$$K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_{F\tau} - 1 \right) \frac{1}{K_v};$$

$K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении соответственно (таблицы);

$K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$  – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала (масштабный фактор),  $K_{d\sigma} \approx K_{d\tau}$ . Определяют по таблицам;

$K_{F\sigma}$  и  $K_{F\tau}$  – коэффициенты влияния шероховатости поверхности при изгибе и кручении (таблицы);

$K_v$  – коэффициент влияния упрочнения при различных видах поверхностного упрочнения (таблицы);

$\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуды циклов нормальных и касательных напряжений

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2};$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}.$$

Здесь

$$\sigma_{\min} = -\sigma_{\max} = \frac{M_H}{W_{oc}} = \frac{M_H}{0,1d^3},$$

$$\tau_{\min} = -\tau_{\max} = \frac{T_K}{W_p} = \frac{T_K}{0,2d^3},$$

где  $d$  — диаметр вала;

$\sigma_m$  и  $\tau_m$  – средние напряжения циклов при изгибе и кручении соответственно

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2};$$

$\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла нормального и касательного напряжений. Для стали

$$\begin{aligned}\psi_\sigma &= 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B; & (\sigma_B - \text{в МПа}); \\ \psi_\tau &= 0,5 \psi_\sigma.\end{aligned}$$

Для углеродистых сталей  $\psi_\sigma=0,05$ ;  $\psi_\tau=0$ .

Для среднеуглеродистых сталей  $\psi_\sigma=0,1$ ;  $\psi_\tau=0,05$ .

Для легированных сталей  $\psi_\sigma=0,15$ ;  $\psi_\tau=0,1$ .

## 27. Цилиндрическая фрикционная передача. Передаточное отношение, диаметры катков, межосевое расстояние.

### ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Работа фрикционной передачи основана на использовании сил трения, которые возникают в месте контакта двух тел вращения под действием сжимающих сил.

#### Цилиндрическая фрикционная передача

На рис. 1 изображена цилиндрическая фрикционная передача, состоящая из двух цилиндрических гладких катков 1 и 2, сжимаемых радиальными силами  $F_r$



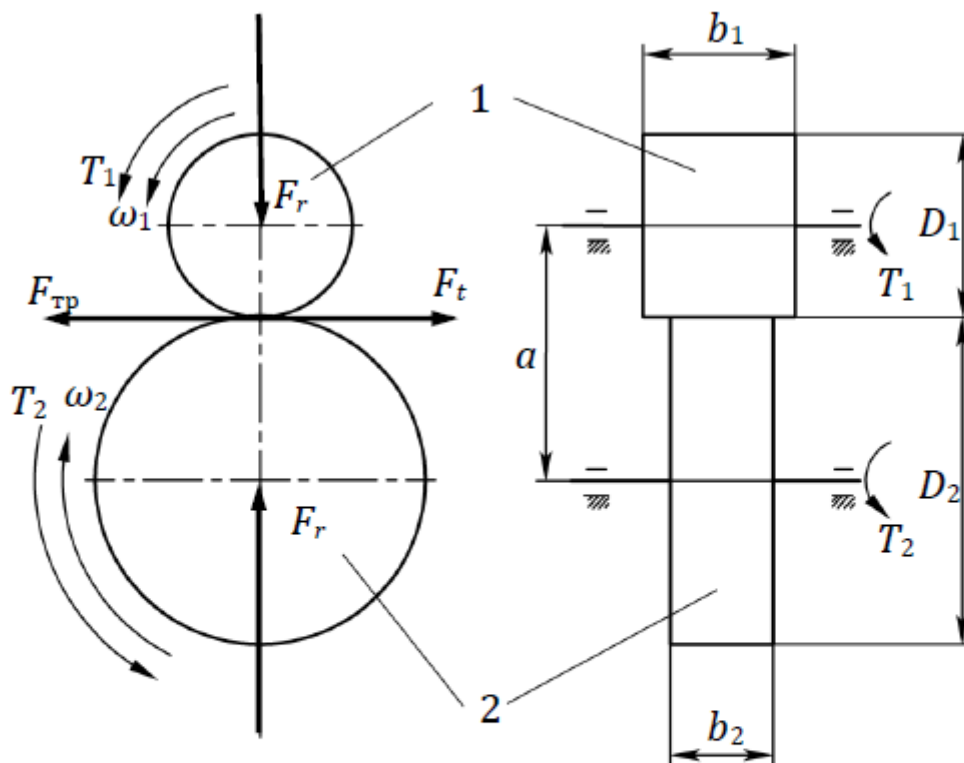


Рис. 1

Передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1},$$

где  $\varepsilon = 0,005 \dots 0,03$  — коэффициент проскальзывания.

В силовых передачах рекомендуют принимать  $u \leq 6$ .

Диаметр ведущего катка из условия контактной прочности:

$$D_1 \geq 8,93 \sqrt[3]{\frac{\beta T_1 E_{\text{ПР}}(u+1)}{\psi_b \sigma_H^2}},$$

где  $\beta = 1,25 \dots 1,5$  коэффициент запаса сцепления;  $T_1$  вращающий момент на катке 1;  $E_{\text{ПР}}$  приведённый модуль упругости первого рода материалов катков

$$E_{\text{ПР}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2};$$

$E_1$  и  $E_2$  модули упругости первого рода материалов ведущего и ведомого катков соответственно;

$\psi b$  — коэффициент ширины ведомого катка

**Межосевое расстояние**

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1(u+1)}{2}.$$

**Ширина ведомого катка**

$$b_2 = \psi_b D_1;$$

**ширина ведущего катка**

$$b_1 = b_2 + 0,6\sqrt{b_2}.$$

**28. Цилиндрическая фрикционная передача. Силы в передаче.**

## Силы в передаче

Условие работоспособности передачи

$$F_{\text{тр}} \geq F_t,$$

где  $F_{\text{тр}}$  - сила трения в месте контакта катков

$$F_{\text{тр}} = F_r f,$$

$f$  - коэффициент трения скольжения. Для стали  $f=0,1 \dots 0,15$ ;  $F_r$  - радиальная сила - сила прижатия катков;

$F_t$  - окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{T_1(u+1)}{a};$$

$T_1$  - момент на ведущем катке.

Тогда

$$F_r f \geq \frac{T_1(u+1)}{a}.$$

Откуда

$$F_r \geq \frac{T_1(u+1)}{fa}.$$

Для предупреждения пробуксовывания катков вводят коэффициент нагрузки (запас сцепления)  $K$ .

Тогда

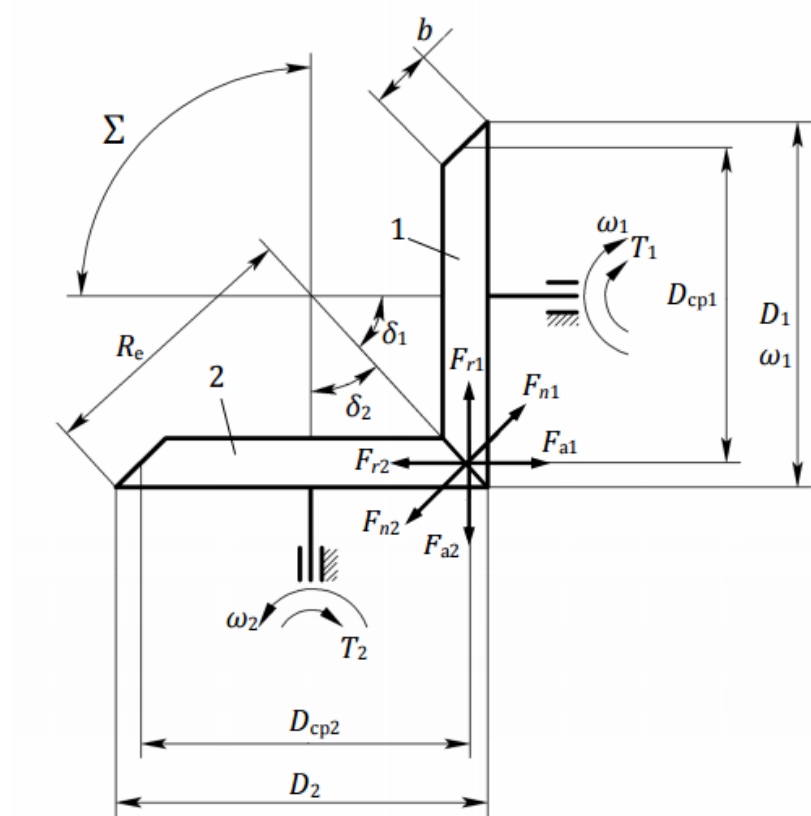
$$F_r = \frac{KT_1(u+1)}{fa} = \frac{KF_t}{f},$$

где  $K=1,25 \dots 1,5$  – для силовых передач;  $K=3 \dots 5$  – для передач приборов.

Вопрос 29.

Коническая фрикционная передача. Передаточное отношение, конусное расстояние, диаметры катков.

Коническая фрикционная передача состоит из двух гладких конических катков 1 и 2 прижимаемых друг к другу осевыми силами (рис. 2).



Передающее отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} \approx \frac{D_2}{D_1}.$$

При

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90$$

передающее отношение определяют по формуле

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} \approx \frac{D_2}{D_1} = \frac{2R_e \sin \delta_2}{2R_e \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Диаметры катков  $D_1$  и  $D_2$  определяют аналогично цилиндрическим фрикционным передачам.

Конусное расстояние

$$R_e = \frac{1}{2} \sqrt{D_1^2 + D_2^2} = \frac{1}{2} D_1 \sqrt{u^2 + 1} = \frac{D_2}{2u} \sqrt{u^2 + 1}.$$

Диаметры катков:

- ведущего

$$D_1 = \frac{2R_e}{\sqrt{u^2 + 1}} = 2R_e \sin \delta_1.$$

- ведомого

$$D_2 = D_1 u = \frac{2uR_e}{\sqrt{u^2 + 1}} = 2R_e \sin \delta_2.$$

Средние диаметры катков

5

- ведущего

$$D_{cp1} = D_1 - b \sin \delta_1;$$

- ведомого

$$D_{cp2} = D_2 - b \sin \delta_2.$$

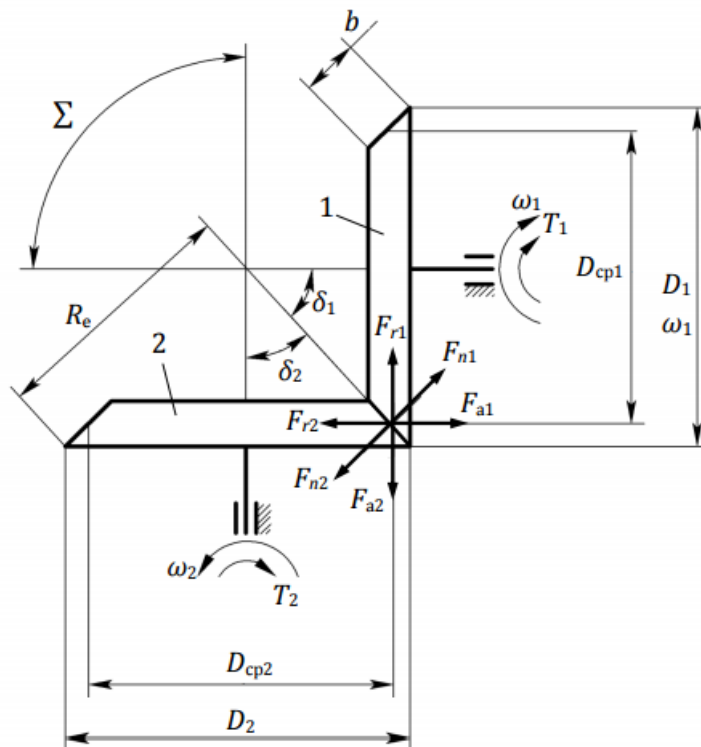
Угол между осями катков

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 \begin{matrix} > \\ < \end{matrix} 90^\circ.$$

### Вопрос 30.

#### Коническая фрикционная передача. Силы в передаче.

Коническая фрикционная передача состоит из двух гладких конических катков 1 и 2 прижимаемых друг к другу осевыми силами.



### Силы в передаче

Условие работоспособности передачи

$$F_{\text{тр}} \geq F_t,$$

где  $F_{\text{тр}}$  - сила трения в месте контакта катков

$$F_{\text{тр}} = F_n f;$$

$F_n$  - нормальная к каткам сила (сила прижатия)

$$F_n \geq \frac{F_t}{f} = \frac{2T_1}{f D_{\text{ср1}}}$$

$F_t$  - окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{D_{\text{ср1}}}.$$

С учетом коэффициента сцепления  $K=1,25 \dots 1,5$  для силовых передач и  $K \leq 3$  для передач приборов нормальная сила равна

$$F_n \geq \frac{2KT_1}{D_{\text{ср1}} f};$$

Силы на катке 1:

- осевая

$$F_{a1} = F_n \sin \delta_1;$$

- радиальная

$$F_{r1} = F_n \cos \delta_1$$

Силы на катке 2:

- осевая

$$F_{a2} = -F_{r1};$$

- радиальная

$$F_{r2} = -F_{a1}.$$

Момент на катке 2

$$T_2 = T_1 u \eta.$$

### Вопрос 31.

#### Фрикционные передачи. Расчет катков на контактную прочность (формула Герца).

Работа фрикционной передачи основана на использовании сил трения, которые возникают в месте контакта двух тел вращения под действием сжимающих сил.

#### Расчет катков на контактную прочность

Условие контактной прочности

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{NE_{np}}{l\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H,$$

где  $E_{np}$  - приведенный модуль упругости первого рода материалов катков.

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2};$$

$l$  - длина контактной линии:

- для цилиндрических катков  $l=b_2$  ;
- для конических катков  $l=b_1$

$N$  - нормальное усилие на контактирующих поверхностях:

- конических катков  $N = F_n$  .
- цилиндрических катков  $N = F_n = F_r$  ;

$\rho_{\text{пр}}$  - приведенный радиус кривизны катков

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2(u \pm 1)}{uD_1},$$

где  $\rho_1$  и  $\rho_2$  – радиусы первого и второго катка соответственно.

$$\rho_1 = \frac{D_1}{2} \quad \text{и} \quad \rho_2 = \frac{D_2}{2} .$$

Знак “+” для внешнего контакта катков “–” для внутреннего контакта;

$[\sigma]_{\text{н}}$  – допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары катков.

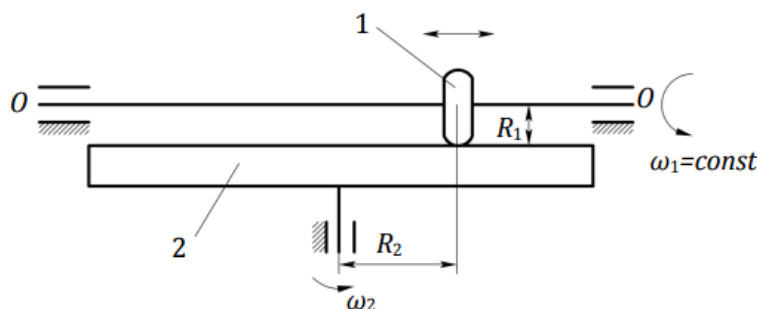
### Вопрос 32.

**Лобовый вариатор. Диапазон регулирования и текущее передаточное отношение.**

Вариаторы служат для бесступенчатого(плавного) изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего вала. Главная характеристика вариатора – диапазон регулирования.

#### Лобовый вариатор

Лобовый вариатор состоит из ведущего катка 1, вращающегося с постоянной угловой скоростью  $\omega_1$  , и имеющего возможность перемещаться вдоль оси  $OO$ , и ведомого катка 2 (рис.3).



Диапазон регулирования

$$D = \frac{R_{2\text{max}}}{R_{2\text{min}}} .$$

Текущее передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} .$$

Изменение скорости  $\omega_2$  ведомого катка 2 осуществляют передвижением ведущего катка 1 вдоль оси  $OO$ , т.е изменяют радиус  $R_2$ .

### Вопрос 33.

**Торовый вариатор. Диапазон регулирования и текущее передаточное отношение.**

Торовый вариатор состоит из ведущего 1 и ведомого 2 сферических катков и роликов 3 (рис. 4)

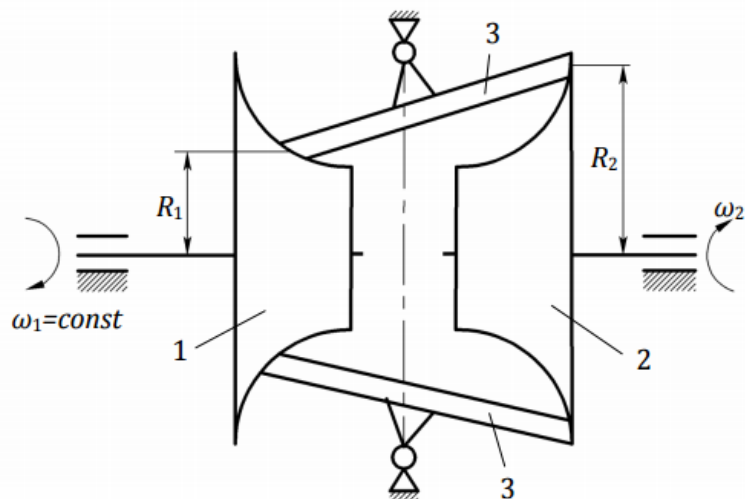


Рис. 4

Диапазон регулирования:

$$D = \frac{R_{1\max} R_{2\max}}{R_{1\min} R_{2\min}}.$$

Передаточное отношение:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1}.$$

Регулирование угловой скорости  $\omega_2$  ведомого катка 2 при постоянной угловой скорости  $\omega_1$  ведущего катка 1 проводят поворотом роликов 3. В результате изменяются радиусы  $R_1$  и  $R_2$  контакта роликов со сферическими катками, что приводит к изменению скорости выходного катка.

#### Вопрос 34.

##### Червячные передачи и их классификация.

Червячной называют передачу, осуществляющую преобразование вращательного движения между перекрещивающимися валами. В большинстве случаев валы расположены под углом  $\Sigma = 90^\circ$  друг к другу (рис. 1).

Передача состоит из червяка 1 и червячного колеса 2 (рис. 1).

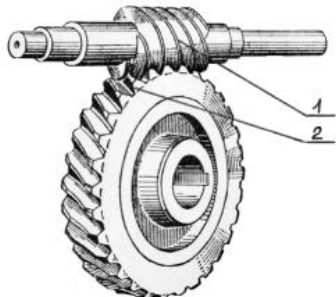


Рис. 1

Обычно ведущим звеном является червяк, ведомым – червячное колесо.

Червяк – короткий винт с трапецидальной или близкой к ней по форме резьбой.

Червячное колесо – зубчатое колесо, состоящее в большинстве случаев из гладкого стального колеса с закреплённым на нём бронзовым или латунным зубчатым венцом (рис. 1), зубья которого



имеют дугообразную форму, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления с червяком.

Червячная передача – зубчато-винтовая передача, движение которой осуществляется по принципу винтовой пары.

Червячные передачи классифицируют в зависимости от следующих параметров.

1. Форма внешней поверхности червяка:

- цилиндрическая (рис. 2, а);
- глобоидная (рис. 2, б).

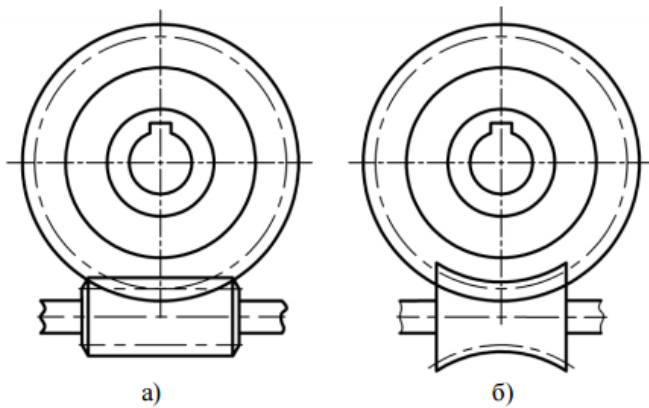


Рис. 2

2. Направления линии витка червяка:

- правое;
- левое.

3. Число витков(заходов) резьбы червяка:

- один;
- два;
- четыре.

Червяки с тремя витками резьбы не применяют.

4. Расположение червяка относительно колеса:

- нижнее (рис. 3, а);
- боковое (рис. 3, б);
- верхнее (рис. 3, в).

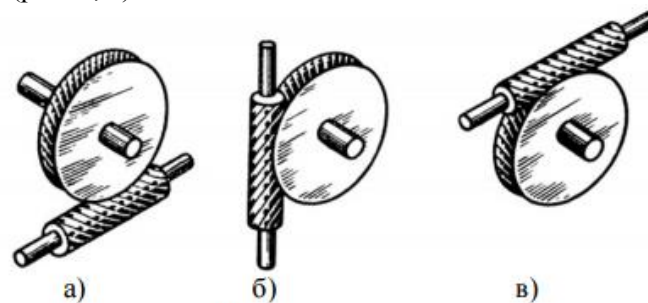


Рис. 3

5. Форма винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка в сечении, перпендикулярном его оси:

- архимедова спираль;
- конволюта;
- эвольвента.

Соответствующие червяки называют: архимедов, конволютный и эвольвентный.

Наиболее распространёнными являются архимедовы червяки, которые мы и будем рассматривать.

### Вопрос 35.

#### Червячные передачи. Основные геометрические параметры.

Червячной называют передачу, осуществляющую преобразование вращательного движения между перекрещивающимися валами. В большинстве случаев валы расположены под углом  $\Sigma = 90^\circ$  друг к другу (рис. 1).

Передача состоит из червяка 1 и червячного колеса 2 (рис. 1).

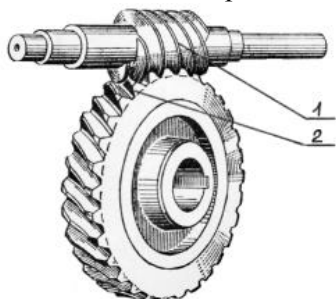


Рис. 1

Обычно ведущим звеном является червяк, ведомым – червячное колесо.

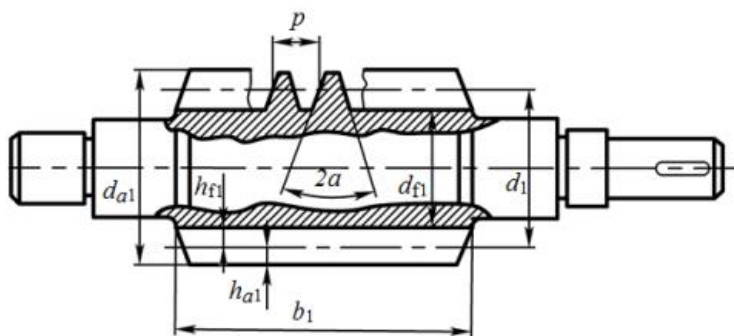
Червяк – короткий винт с трапецидальной или близкой к ней по форме резьбой.

Червячное колесо – зубчатое колесо, состоящее в большинстве случаев из гладкого стального колеса с закреплённым на нём бронзовым или латунным зубчатым венцом (рис. 1), зубья которого имеют дугообразную форму, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления с червяком.

Червячная передача – зубчато-винтовая передача, движение которой осуществляется по принципу винтовой пары.

Червячные передачи классифицируют в зависимости от следующих параметров.

#### Геометрические параметры цилиндрической червячной передачи. Основные геометрические размеры червяка (рис. 4)



Угол профиля витка червяка в осевом сечении  $2\alpha = 40^\circ$ . Расчётный шаг червяка и червячного колеса, мм

$$P = \pi m.$$

Расчётный осевой модуль червяка и колеса, мм

$$m = \frac{P}{\pi}.$$

Осевой модуль выбирают по стандарту (табл. 1.)

Значение осевого модуля  $m$

1 ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10	12,5	16	20
2 ряд	1,5	3,0	3,5	6,0	7,0	12								

Ход витка червяка, мм

$$P_z = Pz_1,$$

где  $z_1$  - число витков (заходов) червяка. Применяют червяки с числом заходов  $z_1 = 1, 2, 4$ . Червяки с  $z_1 = 3$  не применяют.

Число заходов червяка выбирают в зависимости от передаточного отношения передачи.

$$z_1 = \begin{cases} 1, & \text{при } U \geq 30; \\ 2, & \text{при } U = 15 \dots 30; \\ 4, & \text{при } U = 8 \dots 15. \end{cases}$$

Делительный диаметр червяка, мм

$$d_1 = qm,$$

где  $q$  - коэффициент диаметра червяка. Его выбирают равным  $q=8; 10; 12,5; 14; 16; 20; 25$ .

Угол подъема витка червяка по делительному цилиндру (рис 5), град

$$\gamma = \arctg \frac{P_z}{\pi d_1} = \arctg \frac{P_{z1}}{\pi q m} = \arctg \frac{P_{z1}}{q P} = \arctg \frac{z_1}{q}.$$

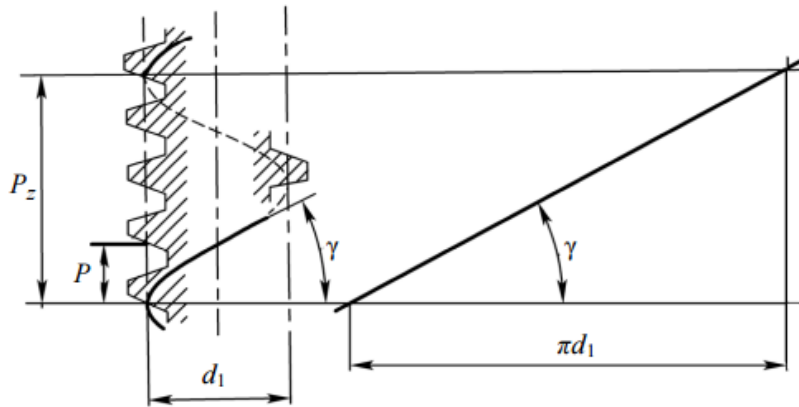


Рис. 5

Диаметр вершин витков червяка, мм.

$$da_1 = d_1 + ha_1 = qm + 2m = m(q + 2),$$

где  $ha_1 = ha_2 = m$  - высота головки витка червяка и зуба колеса, мм.

Диаметр впадин червяка, мм  $2 \cdot 2 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1$

$$df_1 = d_1 - hf_1 = qm - 2 \cdot 1,2m = m(q - 2,4), \text{ где } hf = 1,2m - \text{высота ножки червяка, мм.}$$

Длину нарезанной части червяка принимают в зависимости от числа витков червяка.

$$b_1 = \begin{cases} m(11+0,06z_2), & \text{при } z_1 = 1,2; \\ m(12,5+0,09z_2), & \text{при } z_1 = 4, \end{cases}$$

где  $z_2$  - число зубьев червячного колеса.

$$z_2 = z_1 U.$$

Рекомендуют выбирать  $z_2 = 28 \dots 56$ .

*Основные геометрические размеры червячного колеса (рис. 6).*

Делительный диаметр червячного колеса, мм

$$d_2 = mz_2.$$

Диаметр вершин зубьев колеса, мм

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = mz_2 + 2m = m(z_2 + 2).$$

Диаметр впадин зубьев колеса, мм

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = mz_2 - 2 \cdot 1,2m = m(z_2 - 2,4).$$

Межосевое расстояние передачи, мм

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{qm + mz_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}.$$

Наибольший диаметр червячного колеса, мм

$$d_{aw2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Ширина венца червячного колеса, мм

$$b_2 \leq \begin{cases} 0,75d_{a1}, & \text{при } z_1 = 1,2; \\ 0,67d_{a1}, & \text{при } z_1 = 4. \end{cases}$$

Диаметр вспомогательной окружности червяка, мм

$$d_0 = d_{a1} - 0,5m = d_1 + 0,5m.$$

Условный угол обхвата червяка колесом определяют точками пересечения вспомогательной окружности с контурами венца червячного колеса, мм

$$\delta = 2 \arcsin \frac{b_2}{d_0} = 2 \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}.$$

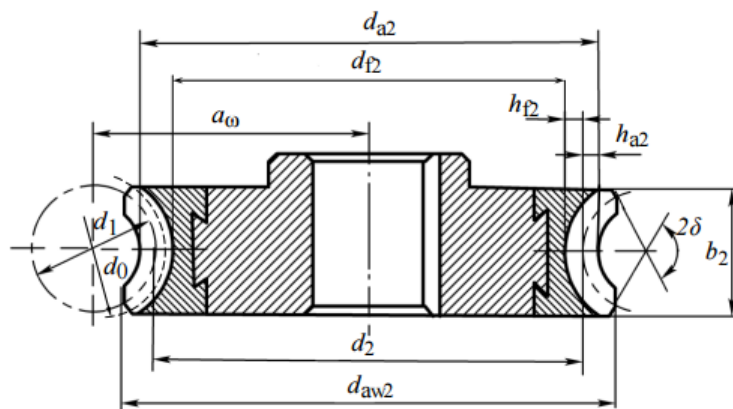


Рис. 6

### Вопрос 36.

**Кинематический расчет червячной передачи.**

**Кинематический расчёт передачи.** Поступательное движение витка червяка при повороте червяка на угол  $\varphi_1$ , мм

$$S_0 = \frac{Pz_1\varphi_1}{2\pi}.$$

Скорость поступательного движения витка червяка, м/с

$$V_0 = \frac{Pz_1\omega_1}{2\pi \cdot 10^3}.$$

Угол поворота червячного колеса, град

$$\varphi_2 = \frac{2S_0}{d_2} = \frac{2Pz_1\varphi_1}{2\pi d_2} = \frac{Pz_1\varphi_1}{\pi m z_2} = \frac{Pz_1\varphi_1}{Pz_2} = \frac{z_1\varphi_1}{z_2} = \frac{\varphi_1}{U},$$

где  $U$  – передаточное отношение червячной передачи

$$U = \frac{z_2}{z_1}.$$

Угловая скорость червячного колеса, рад/с

$$\omega_2 = \frac{2V_0}{d_2} = \frac{2Pz_1\omega_1}{2\pi 10^3 d_2} = \frac{Pz_1\omega_1}{\pi d_2 10^3}.$$

Передаточное отношение можно получить также через отношения угловых скоростей червяка  $\omega_1$  и червячного колеса  $\omega_2$ :

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_1}{\frac{Pz_1\omega_1}{\pi d_2}} = \frac{\pi d_2}{\pi d_1 \tan \gamma} = \frac{d_2}{d_1 \tan \gamma} = \frac{\pi m z_2}{Pz_1} = \frac{Pz_2}{Pz_1} = \frac{z_2}{z_1},$$

то есть

$$U = \frac{d_2}{d_1 \tan \gamma} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Передаточное отношение червячной передачи принимает значение в пределах  $U=8 \dots 80$ , в специальных передачах достигает до 1000. Линейная (окружная) скорость червяка, м/с

$$V_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{\pi n_1 d_1}{30 \cdot 2 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3},$$

где  $n_1$  – частота вращения червяка, об/мин.

Линейная (окружная) скорость червячного колеса, м/с

$$V_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{\pi n_2 d_2}{30 \cdot 2 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3},$$

где  $n_2$  – частота вращения червячного колеса, об/мин.

Скорости  $V_1$  и  $V_2$  направлены перпендикулярно друг к другу и различны по величине (рис.7). Обязательным условием работы червячной передачи является  $V_2 = V_0$ .

В процессе работы червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса. Скорость скольжения направлена по касательной к винтовой линии червяка и по величине равна (рис. 7)

$$V_{ск} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{V_2}{\sin \gamma}$$

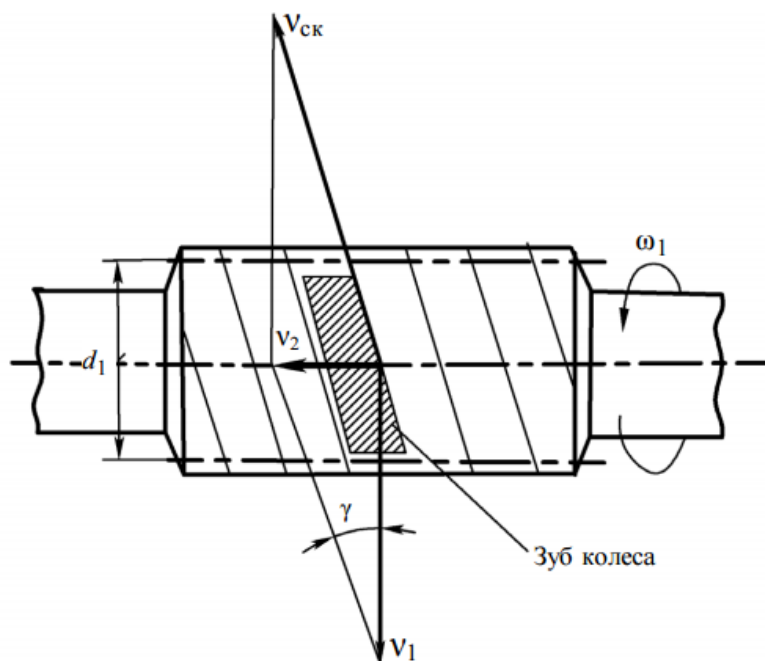


Рис. 7

При проектных предварительных расчётах рекомендуют принимать, м/с

$$V_{ск} = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-3} \omega_1 \sqrt[3]{T_2},$$

где  $T_2$  - вращающий момент на червячном колесе, Нм.

В червячной передаче всегда выполняется условие

$$V_{ск} > V_1.$$

Коэффициент полезного действия червячной передачи при ведущем червяке

$$\eta_{вч} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho')},$$

где  $\rho'$  - приведённый угол трения скольжения

$$\rho' = actgf' = arctg \frac{f}{\cos \alpha},$$

где  $f'$  - приведённый коэффициент трения скольжения

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha}.$$

$\alpha = 20^\circ$  - половина угла профиля витка;  $f$  - коэффициент трения скольжения. При сочетании материалов сталь-бронза  $f = 0,05$ .

С учётом потерь в подшипниках и зацеплении червяка и червячного колеса

$$\eta_{вч} = (0,95 \dots 0,96) \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho')}.$$

В предварительных расчётах, когда размеры передачи неизвестны, величину КПД можно принимать в зависимости от числа заходов червяка

$z_1$	...	1	2	4
$\eta_{вч}$	...	0,7...0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

При ведущем червячном колесе формула для определения КПД имеют вид

$$\eta_{вк} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho')}{\operatorname{tg}\gamma}.$$

Если  $\gamma \leq \rho'$ , то передача самотормозящая, т.е. передача движения от колеса к червяку невозможна. При этом  $\eta < 0,5$ .

### Вопрос 37.

#### Червячные передачи. Силы в зацеплении.

Червячной называют передачу, осуществляющую преобразование вращательного движения между перекрещивающимися валами. В большинстве случаев валы расположены под углом  $\Sigma = 90^\circ$  друг к другу (рис. 1).

Передача состоит из червяка 1 и червячного колеса 2 (рис. 1).

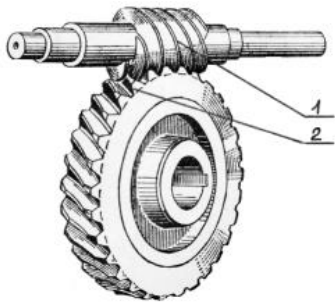


Рис. 1

Обычно ведущим звеном является червяк, ведомым – червячное колесо.

Червяк – короткий винт с трапецидальной или близкой к ней по форме резьбой.

Червячное колесо – зубчатое колесо, состоящее в большинстве случаев из гладкого стального колеса с закреплённым на нём бронзовым или латунным зубчатым венцом (рис. 1), зубья которого имеют дугообразную форму, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления с червяком.

Червячная передача – зубчато-винтовая передача, движение которой осуществляется по принципу винтовой пары.

Червячные передачи классифицируют в зависимости от следующих параметров.



**Сила в зацеплении.** В червячной передаче нагрузка воспринимается несколькими зубьями червячного колеса. Для упрощения расчётов силу  $F_n$  взаимодействия червяка и червячного колеса принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе П зацепления по нормали к рабочей поверхности витка (рис. 8, а). Разложив силу  $F_n$  на составляющие по трем взаимноперпендикулярным направлениям (рис. 8, б, в), получим:

- окружную силу  $F_{t1}$  на червяке равную по модулю осевой силе  $F_{a2}$  на колесе, Н

$$F_{t1} = -F_{a2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1},$$

где  $T_1$  - вращающий момент на червяке, Нм;

- окружную силу  $F_{t2}$  на колесе равную по модулю осевой силе  $F_{a1}$  на червяке, Н

$$F_{t2} = -F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2},$$

- радиальную силу  $F_{r1}$  на червяке равную по модулю радиальной силе  $F_{r2}$  на колесе, Н

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $\alpha = 20^\circ$  - угол зацепления в осевом сечении червяка.

Между силами  $F_{t1}$  и  $F_{t2}$  существует связь, аналогичная винтовой передаче:

$$F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho').$$

Полная сила  $F_n$  в зацеплении

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cos \alpha}.$$

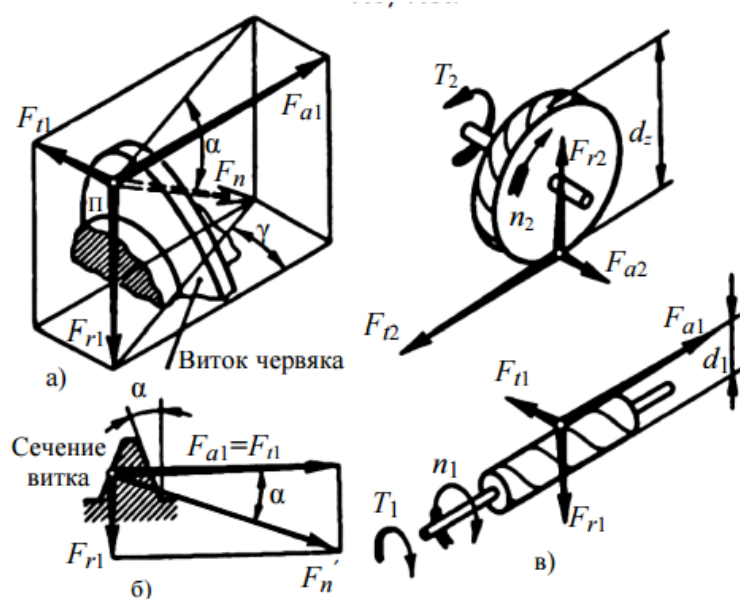


Рис. 8



### Вопрос 38.

#### Червячные передачи. Допускаемые контактные напряжения.

Червячной называют передачу, осуществляющую преобразование вращательного движения между перекрещивающимися валами. В большинстве случаев валы расположены под углом

$\Sigma = 90^\circ$  друг к другу (рис. 1).

Передача состоит из червяка 1 и червячного колеса 2 (рис. 1).

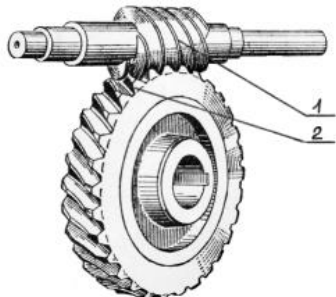


Рис. 1

Обычно ведущим звеном является червяк, ведомым – червячное колесо.

Червяк – короткий винт с трапецидальной или близкой к ней по форме резьбой.

Червячное колесо – зубчатое колесо, состоящее в большинстве случаев из гладкого стального колеса с закреплённым на нём бронзовым или латунным зубчатым венцом (рис. 1), зубья которого имеют дугообразную форму, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления с червяком.

Червячная передача – зубчато-винтовая передача, движение которой осуществляется по принципу винтовой пары.

Червячные передачи классифицируют в зависимости от следующих параметров.

**Допускаемые контактные напряжения** определяют по формуле[ ]

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} C_V K_{HL},$$

где  $[\sigma]_{H0}$  - допускаемые контактные напряжения соответствующие базовому числу циклов напряжений

$$[\sigma]_{H0} = \begin{cases} (0,8 \dots 1,0) \sigma_{BP} - \text{для высокооловянных бронз} \\ \text{ОФ, ОФН при } V_{CK} \leq (5 \dots 25) \frac{\text{М}}{\text{с}}; \\ (0,7 \dots 0,9) \sigma_{BP} - \text{для оловянных бронз типа ОЦС} \\ \text{при } V_{CK} = (3 \dots 12) \frac{\text{М}}{\text{с}}; \end{cases}$$

$\sigma_{BP}$  - предел прочности материала колеса при растяжении;

$C_V$  - коэффициент, характеризующий интенсивность износа[ ]

$$C_V = \frac{1,35}{\sqrt[5]{V_{CK}}};$$

$K_{HL}$  - коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}.$$

Значение коэффициента долговечности находится в пределах

$$0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15;$$

$N_{H0} = 10^7$  и — базовое число циклов перемены напряжений равное

$N_{HE}$  - эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{HE} = N_{\Sigma} K_{HE}.$$

Здесь  $N_{\Sigma}$  - расчётная циклическая долговечность при постоянной нагрузке

$$N_{\Sigma} = 60 t_{\Sigma} n_2,$$

где  $t_{\Sigma}$  - продолжительность работы передачи за весь срок службы, ч;  $n_2$  - частота вращения колеса;  $K_{HE}$  - коэффициент приведения переменного режима нагрузки к постоянному эквивалентному режиму

12

$$K_{HE} = \frac{\sum_{i=1}^K \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 \frac{n_i t_i}{n_m}}{t_{\Sigma}},$$

где  $T_{\max}$  - максимальный вращающий момент по циклограмме нагружения;  $T_i$  - вращающий момент на  $i$ -ом участке нагружения;  $n_m$  - частота вращения на участке нагружения, соответствующем максимальному моменту  $T_{\max}$ ;  $n_i$  - частота на  $i$ -ом участке нагружения;  $t_i$  - длительность  $i$ -го участка нагружения;  $K$  - число участков нагружения.

Для безоловянных бронз (алюминиво-железистых) АЖ, АЖН при

$V_{ск} \leq 6 \frac{M}{c}$  допускаемые напряжения определяют в виде

### Вопрос 39.

#### Червячные передачи. Допускаемые изгибные напряжения.

Червячной называют передачу, осуществляющую преобразование вращательного движения между перекрещивающимися валами. В большинстве случаев валы расположены под углом  $\Sigma = 90^\circ$  друг к другу (рис. 1).

Передача состоит из червяка 1 и червячного колеса 2 (рис. 1).

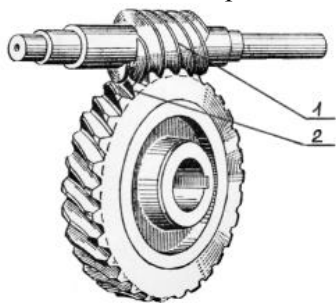


Рис. 1

Обычно ведущим звеном является червяк, ведомым – червячное колесо.

Червяк – короткий винт с трапецидальной или близкой к ней по форме резьбой.

Червячное колесо – зубчатое колесо, состоящее в большинстве случаев из гладкого стального колеса с закреплённым на нём бронзовым или латунным зубчатым венцом (рис. 1), зубья которого

имеют дугообразную форму, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления с червяком.

Червячная передача – зубчато-винтовая передача, движение которой осуществляется по принципу винтовой пары.

Червячные передачи классифицируют в зависимости от следующих параметров.

$$[\sigma]_H = 300 - 25V_{CK}.$$

**Допускаемые изгибные напряжения** для высокооловянных и оловянных бронз определяют по формуле

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} K_{FL},$$

где  $[\sigma]_{F0}$  - допускаемые изгибные напряжения, соответствующие базовому числу циклов перемены напряжений

$$[\sigma]_{F0} = \begin{cases} 0,23\sigma_T + 0,08\sigma_{ВИ} - \text{при неревесивной работе;} \\ 0,16\sigma_{ВИ} - \text{при реверсивной работе;} \end{cases}$$

$\sigma_{ВИ}$  - предел прочности материала колеса при изгибе;

$K_{FL}$  - коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}.$$

Его значения находятся в пределах  $0,54 \leq K_{FL} \leq 1,0$ ;

$N_{F0} = 10^6$  — базовое число циклов перемены изгибных напряжений;

$N_{FE}$  - эквивалентное число циклов изгибных напряжений;

$$N_{FE} = N_{\Sigma} K_{FE};$$

$N_{\Sigma}$  - расчётная циклическая долговечность при постоянной нагрузке;

$$N_{\Sigma} = 60t_{\Sigma} n_2;$$

$K_{FE}$  - коэффициент приведения переменного режима нагрузки к постоянному эквивалентному режиму

$$K_{FE} = \frac{\sum_{i=1}^K \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 \frac{n_i t_i}{n_m}}{t_{\Sigma}},$$

Для безоловянных бронз

$$[\sigma]_{F0} = \begin{cases} 44 \text{ МПа} - \text{при неревесивной работе;} \\ 35 \text{ МПа} - \text{при реверсивной работе} \end{cases}$$

**Вопрос 40.**

**Червячные передачи. Связь между делительными диаметрами червяка и червячного колеса, модулем зубьев и межосевым расстоянием.**

Межосевое расстояние связано с делительными диаметрами червяка и червячного колеса, а также модулем зубьев следующими соотношениями

$$d_1 = 0,4a_w; \quad d_2 = 1,6a_w; \quad m = \frac{2a_w}{z_2 + q}.$$

**Вопрос 41.**

## Проверка червяка на прочность.

**Проверка червяка на прочность.** Её проводят по эквивалентному напряжению. Условие прочности червяка

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{(\sigma_{\text{н}} + \sigma_{\text{р}})^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{\text{р}},$$

где  $\sigma_{\text{н}}$  - нормальное напряжение в опасном сечении червяка (в середине червяка), МПа

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M}{W_0},$$

$M$  - суммарный изгибающий момент от действия радиальной  $F_{r_1}$ , осевой  $F_{a_1}$  и окружной  $F_{t_1}$  сил, Нм

$$M = \sqrt{M_{F_{r_1}}^2 + M_{F_{a_1}}^2 + M_{F_{t_1}}^2}.$$

$W_0$  - осевой момент сопротивления поперечного сечения червяка, мм<sup>3</sup>

$$W_0 = 0,1d_{f_1}^3;$$

$d_{f_1}$  - диаметр впадин червяка;

$M_{F_{r_1}}$  - изгибающий момент от действия радиальной силы  $F_{r_1}$ , Нм

$$M_{F_{r_1}} = \frac{F_{r_1} L}{4};$$

$L$  - расстояние между опорами червяка, мм

$$L = (0,8 \dots 1,0)d_2;$$

$M_{F_{a_1}}$  - изгибающий момент от действия осевой силы  $F_{a_1}$ , Нм

$$M_{F_{a_1}} = \frac{F_{a_1} d_1}{2};$$

$M_{F_{t_1}}$  - изгибающий момент от действия окружной силы  $F_{t_1}$ , Нм

$$M_{F_{t_1}} = \frac{F_{t_1} L}{4};$$

16

$\sigma_p$  - нормальное напряжение в червяке от действия осевой растягивающей силы  $F_{a_1}$ , МПа

$$\sigma_p = \frac{4F_{a_1}}{\pi d_{f_1}^2}$$

$\tau$  - касательные напряжения, МПа

$$\tau = \frac{T_K}{W_p} = \frac{T}{0,2d_{f_1}^3},$$

где  $W_p$  - полярный момент сопротивления сечения червяка, мм<sup>3</sup>

$$W_p = 0,2d_{f_1}^3;$$

$T_K$  - крутящий момент в опасном сечении червяка, Нм

$$T_K = T;$$

$[\sigma]_p$  - допускаемое нормальное напряжение при растяжении, МПа

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{TP}}{[n]_{TP}};$$

$\sigma_{TP}$  - предел текучести материала червяка при растяжении, МПа;

$[n]_{TP}$  - допускаемый коэффициент запаса прочности при растяжении,  $[n]_{TP} = 1,5 \dots 2,5$ .

#### Вопрос 42.

##### Проверка червяка на жесткость.

**Проверка червяка на жесткость.** Её проводят по величине прогиба червяка в середине её длины.

Условие жёсткости червяка

$$y_{\max} = \frac{FL^3}{48EJ} \leq [y],$$

где  $F$  - суммарная поперечная сила, действующая на червяк, Н

$$F = \sqrt{F_{r_1}^2 + F_{t_1}^2};$$

$E = (2,0 \dots 2,2)10^5$  МПа - модуль упругости первого рода материала червяка;  $J$  - приведенный момент инерции поперечного сечения червяка, мм<sup>4</sup>

$$J = \frac{\pi d_{f_1}^4}{64};$$

$[y]$  - допускаемый прогиб червяка в середине его длины, мм.

$$[y] = (0,005 \dots 0,010)m$$

