

# ЛЕКЦИЯ 4

## Зубчатые передачи

### 4.1. Предварительные сведения

Эта тема включена в цикл лекций, поскольку зубчатые передачи широко применяются в трансмиссиях автомобилей.

Зубчатые передачи относятся к механическим передачам, хотя в машиностроении применяются и другие передачи : электрические, гидравлические и их комбинации.

Назначение передачи в машине:

- передача энергии ( работы) от двигателя к рабочему органу машины;
- согласование режимов работы двигателя и рабочего органа, т.е. трансформация параметров движения двигателя в соответствии с требуемыми параметрами движения рабочего органа.

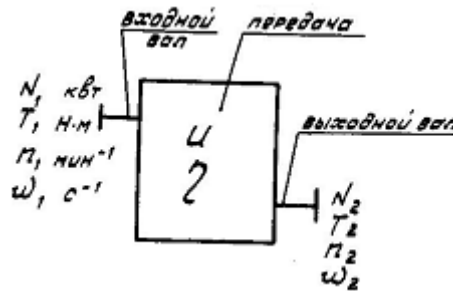


Рис.4.1

Основные зависимости передачи связывают параметры движения входного и выходного валов передачи ( рис.4.1). При этом входной и выходной валы характеризуются :

- мощностью  $N$  ,кВт ( здесь и далее параметры для входного вала имеют индекс 1, а параметры для выходного вала - индекс 2.);
- вращающий момент  $T$  , Нм;
- частота вращения вала  $n$  ,об / мин, или угловая скорость  $\omega$  ,  $c^{-1}$  .

Сама передача характеризуется :

- передаточным числом 
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

или передаточным отношением 
$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad u_{21} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

(Таким образом, передаточное отношение в отличие от передаточного числа имеет в обозначении индексы, которые указывают направление передачи движения );

- коэффициентом полезного действия

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = 1 - \frac{N_{nom}}{N_1},$$

где  $N_{nom}$  - мощность, теряемая в передаче.

Передаточное число может быть:

$U > 1$  - это значит, что в передаче понижается скорость вращения выходного вала в сравнении со скоростью входного вала; такие передачи называются редукторами;

$U < 1$  - это значит, что в передаче повышается скорость вращения выходного вала ; такие передачи называются мультипликаторами

$U \neq \text{const}$  - это значит, что передаточное число передачи является величиной регулируемой в некотором диапазоне; такие передачи называются вариаторами.

Если выразить мощность  $N$  в ваттах (Вт), а частоту вращения угловой скоростью  $\omega$  в секунду ( $\text{с}^{-1}$ ), то получаем вращающий момент в ньютонах на метр (Н.м) из формулы

$$T = \frac{N}{\omega}.$$

Если, аналогично  $N$  - в кВт,  $n$  - в об / мин, то вращающий момент в Нм получаем из формулы

$$T = 9740 \frac{N}{n}.$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \cong \frac{n}{30}. \quad (\text{здесь } n - \text{ в об / мин})$$

Связь между  $T_2$  и  $T_1$  вращающими моментами на валах :  $T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta$ .

## 4.2. Зубчатые передачи.

Здесь я опускаю рассмотрение разновидностей зубчатых передач, поскольку предполагаю, что они вам известны. Здесь мы рассмотрим основы теории и расчета этих передач.

Зубчатые передачи являются наиболее распространенными и универсальными передачами в машиностроении. Это объясняется следующими достоинствами зубчатых передач:

- зубчатые передачи имеет относительно малые габариты;
- высокий к.п.д.;
- они обладают большой долговечностью, высокой надежностью и обеспечивают постоянное передаточное число.

Вместе с тем можно указать следующие недостатки зубчатых передач. При изготовлении зубчатых передач требуется относительно высокая точность и специальное оборудование;

при работе с большой скоростью и при передаче больших моментов зубчатые передачи создают повышенный шум и вибрации; эти передачи неремонтопригодны.

В зубчатой передаче зацепление зубьев следует рассматривать как последовательную работу двух кулачков: зуб ведущего колеса (шестерни) - один кулачек, зуб ведомого колеса - другой кулачек. Поэтому от профиля зубьев во многом зависит работа передачи. Основное требование, предъявляемое к профилю зубьев в кинематической передаче - обеспечение постоянства передаточного числа. Этому условию могут удовлетворять разные профили (они называются сопряженными), но наибольшее распространение получили:

- циклоидальный профиль (в машиностроении применяется весьма редко);
- эвольвентный профиль (предложен Л. Эйлером около 1760 года) - наиболее распространенный профиль;
- круговинтовой профиль (предложен Л. Новиковым в 1954 году).

Профиль зуба также должен обеспечивать передаче требуемую прочность и долговечность. В этом отношении определенными преимуществами обладает круговинтовой профиль.

Почти исключительное распространение эвольвентного профиля зуба ( или , как еще говорят, эвольвентного зацепления) объясняется следующими достоинствами этого профиля:

- Для изготовления эвольвентного зацепления применяется инструмент, имеющий прямобочный профиль. Такой инструмент сравнительно просто изготовить и обеспечить ему требуемую точность.

- Одним инструментом для изготовления эвольвентного зацепления можно изготавливать зубчатые колеса с различным числом зубьев.

- Эвольвентное зацепление нечувствительно к ошибкам межосевого расстояния и к другим погрешностям изготовления.

В эвольвентном зацеплении оба контактирующих зуба являются выпуклыми и в этом один из немногих недостатков этого зацепления. Для повышения контактной прочности выгоднее, чтобы один из контактирующих зубьев имел вогнутый профиль, а другой - выпуклый. Это условие контакта обеспечивается в круговинтовом зацеплении Новикова. Однако зацепление Новикова не обладает рядом свойств эвольвентного зацепления, и потому его применение все еще имеет ограниченное распространение.

### Некоторые вопросы теории эвольвентного зацепления.

Эвольвентой называется кривая, которую описывает точка С на прямой, перекатывающейся без скольжения по некой окружности  $d_0$ , которая называется основной(рис..4.1).

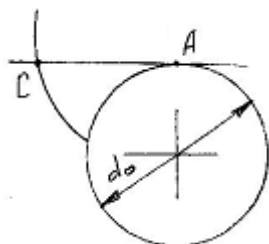


Рис. 4.1

Из этого определения эвольвенты следует, что прямая, которая перекатывается по окружности  $d_0$  является ее касательной в каждой точке А, отрезок прямой АС является радиусом кривизны эвольвенты в точке С, касательная к эвольвенте в точке С перпендикулярна прямой АС.

Рассмотрим совместное движение звеньев 1 и 2, вращающихся в точках  $O_1$  и  $O_2$  и контактирующих в точке С (рис.4.2). В точке контакта профили очерчены по эвольвентам, радиус основных окружностей которых  $O_1N_1$  и  $O_2N_2$  соответственно. Из определения эвольвенты следует, что профили в точке контакта имеют общую касательную  $\tau\tau$  и общую нормаль  $\eta\eta$ . Если известны угловые скорости  $\omega_1$  и  $\omega_2$  вращения звеньев, то окружные скорости звеньев в точке С контакта

$$v_1 = \omega_1 O_1C; \quad v_2 = \omega_2 O_2C.$$

Разложим скорости  $v_1$  и  $v_2$  на нормальные (вдоль  $\eta\eta$ ) и тангенциальные (вдоль  $\tau\tau$ ):

$$v_{n1} = \omega_1 O_1N_1 = v_1 \cdot \cos \alpha; \quad v_{n2} = \omega_2 O_2N_2 = v_2 \cdot \cos \alpha.$$

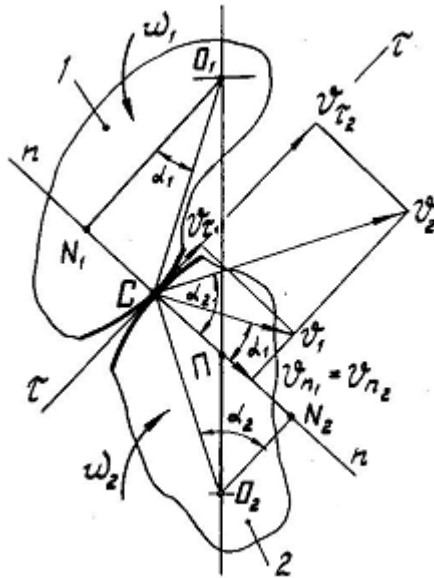


Рис.4.2

Условие контакта звеньев при их движении записывается в виде

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

Поскольку

$$v_{n1} = \omega_1 \cdot O_1 N_1; v_{n2} = \omega_2 \cdot O_2 N_2$$

откуда

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = U = \frac{O_2 N_2}{O_1 N_1}. \quad (4.1)$$

Эта зависимость выражает основной закон эвольвентного зацепления, а именно: нормаль  $np$  в точке  $\Pi$  делит межосевое расстояние  $O_1 O_2$  на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям. При требовании  $U = \text{const}$ , что имеет место в эвольвентном зацеплении точка  $\Pi$ , называемая полюсом зацепления, - неподвижна.

Углы  $N_1 O_1 C = \alpha_1$  и  $N_2 O_2 C = \alpha_2$ . При контакте профилей в полюсе углы

$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$  и называется этот угол углом зацепления. В стандартном эвольвентном зацеплении  $\alpha = 20^\circ$ .

Разность тангенциальных составляющих скоростей равна скорости скольжения профилей, т.е.

$$v_{ck} = v_{\tau 2} - v_{\tau 1}.$$

При контакте профилей в полюсе зацепления скольжение профилей отсутствует.

### **Образование зубчатых колес , находящихся в зацеплении.**

Опять обозначим на плоскости точки  $O_1$  и  $O_2$  и примем их за оси вращения зубчатых колес 1 и 2 (рис.4.3). Разделим межосевое расстояние  $O_1 O_2$  в отношении

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{PO_2}{PO_1}$$

и отметим на отрезке  $O_1 O_2$  полюс в точке  $P$ . Проведем окружности радиуса

$$O_1 P = d_1; O_2 P = d_2.$$

Окружности 1 и 2 соответственно диаметра  $d_1$  и  $d_2$  называются начальными; они, в соответствии с изложенным выше, при работе колес перекачиваются без проскальзывания.

Из  $\triangle O_1 N_1 P$  и  $\triangle O_2 N_2 P$  определим диаметры основных окружностей

$$d_{o1} = d_1 \cos \alpha; \quad d_{o2} = d_2 \cos \alpha. \quad (4.2)$$

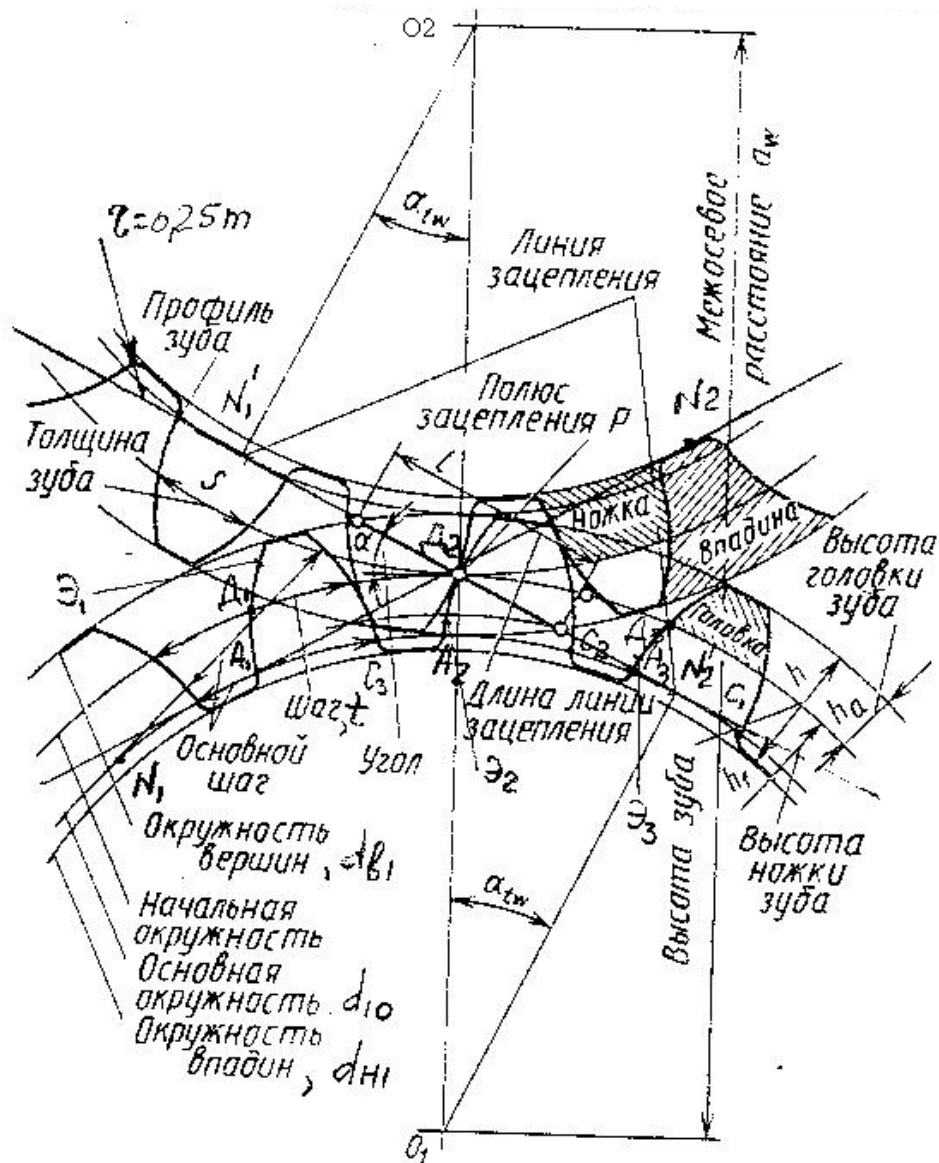


Рис.4.3

Проведем основные окружности  $d_{o1}$  и  $d_{o2}$  и общую касательную к ним  $N_1 N_2$ ; она проходит через полюс  $P$ .

Разделим окружность  $d_{o1}$  на  $z$  равных частей; точки деления обозначим  $A_1; A_2; A_3 \dots$  и т.д. и через каждую из этих точек проведем эвольвенты  $\mathcal{E}_1; \mathcal{E}_2; \mathcal{E}_3 \dots$  и т.д. Дуги  $A_1 A_2; A_2 A_3; \dots$  и т.д. называются шагом по основной окружности. Эти эвольвенты пересекают делительную окружность  $d_1$  в точках  $C_1; C_2; C_3 \dots$  и т.д. Дуги  $C_1 C_2; C_2 C_3$  и т.д. называются шагом по делительной окружности. Разделим дуги  $C_1 C_2; C_2 C_3 \dots$  и т.д. пополам, т.е. отметим на окружности  $d_1$  дуги  $C_1 D_1 = C_2 D_2 = C_3 D_3 \dots$  и т.д.

Повернем окружность 1 так, чтобы одна из точек  $D$ , например точка  $D_2$  совместилась с полюсом в точке  $P$ . Проведем общую касательную  $N_1^1 N_2^1$  к основным окружностям и через точки  $D_1; D_2; D_3 \dots$  и т.д. проведем эвольвенты  $\mathcal{E}_1^1; \mathcal{E}_2^1; \mathcal{E}_3^1 \dots$  и т.д. Пара эвольвент  $\mathcal{E}_1$  и  $\mathcal{E}_1^1; \mathcal{E}_2$  и  $\mathcal{E}_2^1 \dots$  и т.д. образуют боковые поверхности зубьев колеса 1, причем толщина зуба, измеренная по начальной окружности, равна  $t$ . Между этими боковыми поверхностями образуется впадина зуба, ширина которой, измеренная по начальной окружности, также равна  $t/2$ .

Ограничим высоту полученных зубьев окружностью выступов диаметра  $d_{в1}$  и окружностью впадин диаметра  $d_{н1}$ , причем переход зуба в обод колеса осуществлен по галтели радиуса  $r$ .

Величина

$$m = \frac{t}{\pi} \quad (4.3)$$

называется модулем зацепления. Поскольку величины  $t$  и  $m$  определяют параметры инструмента для нарезания зубчатых колес, то для сокращения номенклатуры этого инструмента модуль стандартизирован.

Так как

$$\pi d_1 = t z_1, \quad \text{то} \quad d_1 = m z_1. \quad (4.4)$$

Начальная окружность делит зуб на две части: внешняя часть - головка зуба высотой  $h_r$ , внутренняя часть высотой  $h_n$ . В стандартном эвольвентном зацеплении

$$h_r = m; \quad h_n = 1,25m; \quad r = 0,25m. \quad (4.5)$$

Если предположить, что начальная окружность колеса 2 точно делится на  $Z_2$  частей с шагом  $t$ , то по аналогии предыдущему на колесе 2 можно образовать  $Z_2$  зубьев, причем зуб колеса 2 будет входить во впадину зубьев колеса 1. Эвольвенты будут касаться и при вращении одного колеса второе будет также вращаться, причем делительные окружности будут перекатываться без проскальзывания.

Изменяя угол зацепления и относительное положение эвольвент, образующих боковые поверхности зубьев, можно изменять свойства зубчатого зацепления, его прочность в сравнении со стандартным зацеплением. Такое зацепление называется коррегированным.

## Виды разрушения зубчатых колес.

В зубчатых колесах разрушению подвергается почти исключительно только зубья. Вид разрушения зубьев зависит от условий работы зубчатой передачи. В этом смысле различают открытые и закрытые зубчатые передачи. Открытыми называют передачи, которые не защищены от попадания на рабочие поверхности зубьев пыли и абразива из окружающей среды и которые смазываются мазями (например, солидолом) или жидким маслом, но нерегулярно и необильно. Закрытые передачи работают в хорошо защищенном корпусе, куда не может попасть абразив и пыль из окружающего воздуха, и которые обильно смазываются жидким маслом. Различия в разрушении этих двух видов зубчатых передач заключаются в том, что открытые передачи подвержены истиранию рабочих поверхностей, в то время как закрытые передачи не истираются; разрушение их поверхности заключается в появлении поверхностного выкрашивания (питтинга).

Наблюдаются следующие виды разрушения зубчатых колес.

Поломка зуба. Она может происходить от

- приложения пиковой нагрузки;
- усталостных напряжений в металле;
- утонения зуба при истирании.

Разрушение рабочих поверхностей зуба

- от пиковых нагрузок;
- от усталостного выкрашивания;
- от заедания - местного сваривания контактирующих поверхностей в тяжело нагруженных передачах при больших скоростях.

Интенсивность истирания поверхностей зубьев открытых передач зависит

- от контактного напряжения в степени 1,4;
- от процентного содержания абразива в окружающей среде;
- от скорости скольжения трущихся поверхностей.

Практически все это разнообразие причин разрушения зубчатых передач удается учесть только расчетом зубьев на изгиб и на контактную прочность, а особенности работы учитываются в допускаемом напряжении на основании опыта работы аналогичных по назначению передач.

## Расчет цилиндрических прямозубых передач.

На рис.4.4 показан контакт двух зацепляющихся зубьев.

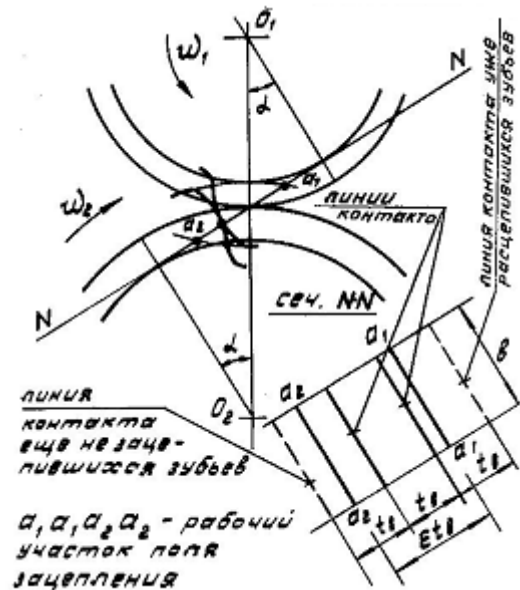


Рис. 4.4

Рассечем эту пару колес плоскостью, перпендикулярной плоскости чертежа и проходящей через линию зацепления NN. Повернем сечение в плоскость чертежа. Получаем поле зацепления: ширина поля зацепления равна ширине колеса  $b$ , а длина его ограничена рабочим участком линии зацепления, равным  $a_1 a_2$ . Точки  $a_1$  и  $a_2$  - это точки пересечения окружностей выступов с линией зацепления.

На поле зацепления изображаются линии контакта зубчатых колес. В прямозубых передачах линии контакта перпендикулярны плоскости чертежа, а на полученном поле зацепления линия контакта параллельна границам рабочего участка поля зацепления. На рис 4.4 изображен контакт только одной пары зубьев в точке С, на поле зацепления этот контакт изображается линией СС. В соответствии с изложенным выше точки контакта других пар зубьев (на рис. не показанных) на

линии зацепления располагаются с шагом зацепления по основной окружности  $t_0$ , соответственно и линии контакта на поле зацепления располагаются с тем же шагом.

Опять обозначим на плоскости точки  $O_1$  и  $O_2$  и примем их за оси вращения зубчатых колес 1 и 2 (рис.4.3). Разделим межосевое расстояние  $O_1 O_2$  в отношении

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{PO_2}{PO_1}$$

и отметим на отрезке  $O_1 O_2$  полюс в точке  $P$ . Проведем окружности радиуса  $O_1 P = d_1$ ;  $O_2 P = d_2$ .

Окружности 1 и 2 соответственно диаметра  $d_1$  и  $d_2$  называются начальными; они, в соответствии с изложенным выше, при работе колес перекатываются без проскальзывания.

Из  $\Delta O_1 N_1 P$  и  $\Delta O_2 N_2 P$  определим диаметры основных окружностей

$$d_{o1} = d_1 \cos \alpha; \quad d_{o2} = d_2 \cos \alpha. \quad (4.2)$$

Рабочий участок линии зацепления

$$a_1 a_2 = \varepsilon t_0$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент перекрытия,  $\varepsilon > 1$ . Поэтому в разные моменты времени на поле зацепления может быть одна или две линии контакта (при  $\varepsilon > 2$  может быть и три линии). Причем эти линии контакта при вращении колес перемещаются по полю зацепления: входят на поле зацепления и сходят с него сразу по всей своей длине, т.е. дискретно. Эта особенность движения линий контакта является причиной повышенного шума и других недостатков прямозубых передач.

## Силы, действующие в зацеплении прямозубых передач.

Поскольку линия зацепления всегда перпендикулярна профилям зуба в точке контакта, то сила взаимодействия зубьев - нормальная сила  $F_n$  - (рис.4.5) всегда направлена по линии зацепления.

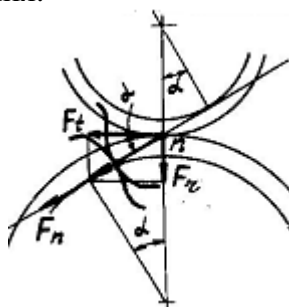


Рис 4.5

Перенесем силу  $F_n$  по линии ее действия в полюс и разложим на окружную  $F_t$  и радиальную  $F_r$ .

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha; \quad F_r = F_n \cdot \sin \alpha = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.6)$$

Для определения сил еще имеем

$$T = F_n \frac{d_0}{2}; \quad T = F_t \frac{d}{2}, \quad (4.7)$$

где  $T$  - вращающий момент на том колесе, для которого известны  $d_0$  и  $d$ .

## Расчет прямозубых цилиндрических передач на изгиб.



При настоящем расчете делаются следующие допущения:

- считается, что в зацеплении находится только одна пара зубьев;
- сила  $F_n$  на рассчитываемый зуб приложена в его вершине (рис.4.6);
- первоначально при выводе расчетной формулы не учитываются концентрация нагрузки и динамика.

Изобразим два зацепляющиеся зуба таким образом, чтобы сила  $F_n$  была приложена к вершине одного из них (рис.4.6).

Будем рассчитывать этот зуб на изгиб. Для этого перенесем силу по линии ее действия в точку  $n'$ , то есть в среднее сечение зуба ( линия OS) и разложим ее на две взаимно перпендикулярные силы: перпендикулярную линии OS и вдоль линии OS.

$$F_t' = F_n \cdot \cos \alpha'; \quad F_r' = F_n \cdot \sin \alpha',$$

где  $\alpha'$  - угол зацепления в рассматриваемом положении зуба.

На рис.4.7 отдельно изображен рассчитываемый зуб и приложенные к нему силы; волнистой линией обозначено опасное сечение зуба и приведены эпюры напряжений в этом сечении. Положение опасного сечения, то есть размер  $a$ , определяется методом теории упругости или экспериментально методами фотоупругости или тензометрии. Приближенно положение опасного сечения определяется касательной к галтели зуба ( ее еще называют выкружкой зуба) под углом  $30^\circ$  к линии OS .

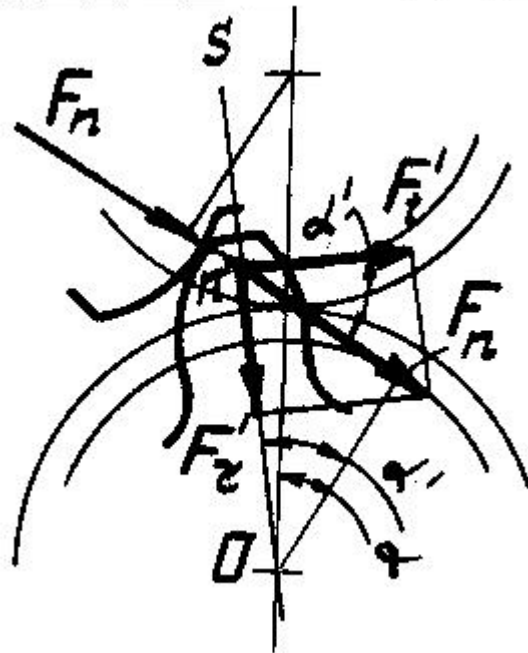


Рис.4.6

От действующих сил в расчетном сечении зуба действуют напряжения сжатия и изгиба. Как показывает практика, более опасными являются суммарные растягивающие напряжения, хотя они по абсолютной величине меньше, чем на сжатой стороне зуба.

Кроме того, поскольку имеется переход от зуба к ободу ( выкружка), то действительные напряжения должны быть определены с учетом концентрации напряжений в расчетном сечении.

Таким образом, напряжения в расчетном сечении

$$\sigma_F = K_\sigma (\sigma_{из} - \sigma_{сж}) = K_\sigma \left( \frac{F_t' \cdot l}{W_{из}} - \frac{F_r'}{A} \right) \leq [\sigma_F], \quad (4.8)$$

где  $K_\sigma$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$$W_{из} = \frac{e \cdot a^2}{6} - \text{момент сопротивления изгибу};$$

A = a.v - площадь опасного сечения;

v - ширина зубчатого колеса;

a и l - см. на рис. 4.7.

Запишем далее выражение (4.8) в виде

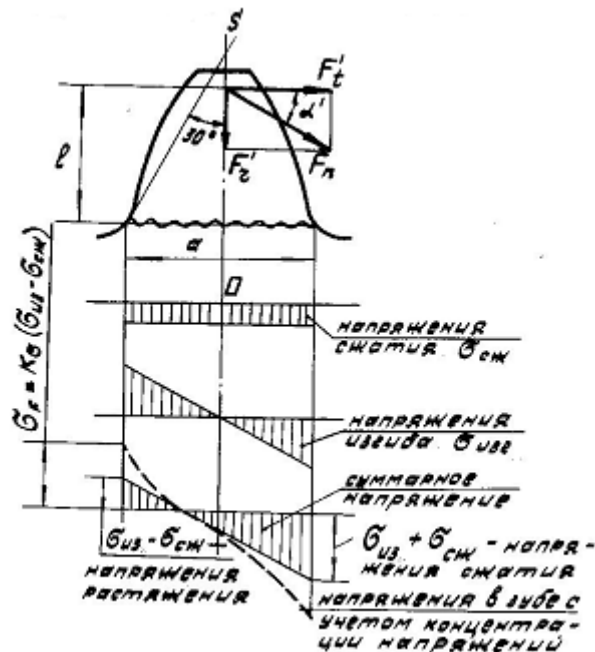


Рис.4.7

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \left[ \frac{K_\sigma}{\cos \alpha} m \left( \frac{\cos \alpha' \cdot 6 \cdot l}{a^2} - \frac{\sin \alpha'}{a} \right) \right] \leq [\sigma_F]. \quad (4.9)$$

Выражение в квадратных скобках формулы (4.9) называется коэффициентом формы зуба  $Y_F$ . Его значения для некоррегированных передач зависит только от числа зубьев z на колесе, зуб которого рассчитывается (см. приводимую таблицу)

z	17	20	25	35	40	50	$\infty$
$Y_F$	4,30	4,13	3,97	3,80	3,75	3,73	3,73

Для коррегированных колес данные по  $Y_F$  приведены в справочниках.

Введем в расчет коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta}, \quad (4.10)$$

где  $K_{F\beta}$  - учитывает концентрацию нагрузки по ширине зуба, которая появляется от технологических ошибок при изготовлении и от деформации валов, на которых посажены зубчатые колеса;

$K_{FV}$  - учитывает динамическую составляющую нагрузки от несовершенства зубчатого зацепления (ошибок основного шага и др).

Теперь окончательно имеем

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F K_F}{m \cdot b} \leq [\sigma_F]. \quad (4.11)$$

Если материал шестерни и колеса одинаков, то большие напряжения будут в зубе шестерни и потому в формулу(16.11) подставляют коэффициент формы зуба для шестерни.

При расчете передач, изготовленных с высокой точностью, учитывается совместная работа нескольких пар зубьев, и тогда в расчетной формуле появляются еще коэффициенты.

Формулу (4.11) используют для проверочного расчета на усталостную прочность по напряжениям изгиба. Во многих случаях (например при создании зубчатых передач, зубья которых закалены до высокой твердости) актуальным является проектный расчет на изгиб. В этом случае используют формулу (4.8), а также представляют ширину колеса в виде

$$b = \psi_m \cdot m,$$

где  $\psi_m$  - коэффициент ширины зубчатого колеса; обычно  $\psi_m = 15 \dots 30$ .

Тогда формула (4.11) принимает вид

$$\sigma_F = \frac{2T \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F}{m \cdot z \cdot \psi_m \cdot m} \leq [\sigma_F];$$

откуда

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F}{\psi_m \cdot z \cdot [\sigma_F]}}. \quad (4.12)$$

Если материал шестерни и колеса одинаков, то передачу рассчитывают по шестерне, т.е. в формулу подставляют  $z_1$  и  $T_1$ ; если материалы колес разные (или разные твердости одного материала), то вычисляют отношение  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$  для шестерни и для колеса и рассчитывают по тому зубу, для которого это отношение наименьшее.

В проектном расчете рекомендуется принимать

$$K_{FV} \cdot K_{F\beta} = 1,3 \dots 1,5 = 1,4$$

Тогда

$$m = 1,4 \sqrt[3]{\frac{T \cdot Y_F}{z \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}. \quad (4.13)$$

Полученный модуль округляют до ближайшего стандартного.

### **Расчет зубьев на изгиб от пиковой нагрузки.**

Этот расчет выполняют только как проверочный. При этом используют тот факт, что изгибные напряжения пропорциональны вращающему моменту. Тогда изгибные напряжения от пиковой нагрузки

$$\sigma_{F, \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma_{F, \max}], \quad (4.14)$$

где  $T_{\max}$  и  $T$  - пиковый и номинальный вращающие моменты.

### **Расчет прямозубых цилиндрических передач на контактную прочность.**

В настоящем расчете делаются следующие допущения:

- наиболее опасным положением является контакт зубьев в полюсе;
- в зацеплении находится только одна пара зубьев;
- в первоначальном выводе расчетной формулы не учитываются концентрация нагрузки по ширине колеса и динамика передачи.

В основе расчетной формулы лежит формула Герца для определения контактных напряжений  $\sigma_H$  в сжатых цилиндрах при их контакте по линии ( в данном случае цилиндры имеют эвольвентную форму).

Контактное напряжение при линейном контакте стальных деталей

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{QE_{np}}{b\rho_{np}}} \leq [\sigma_H], \quad (4.15)$$

где Q - нормальная сила в контакте;

$E_{np}$  - приведенный модуль упругости контактирующих тел,

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

где  $E_1$  и  $E_2$  - модули упругости контактирующих тел;

$\rho_{np}$  - приведенный радиус кривизны контактирующих тел ,

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2},$$

где  $\rho_1$  и  $\rho_2$  - радиусы кривизны контактирующих тел ( знак + при контакте выпуклых поверхностей, знак -- при контакте выпуклой поверхности с вогнутой).

При точечном контакте стальных деталей

$$\sigma_H = m \sqrt{\frac{QE_{np}^2}{\rho_{np}^2}} \leq [\sigma_H],$$

где m - коэффициент, зависящий от отношения приведенных кривизн контактирующих тел. Так при контакте двух шаров  $m = 0,388$ .

Рекомендуются следующие значения допускаемых напряжений:

- для стальных закаленных поверхностей при касании по линии

$[\sigma_H] = 800 \dots 1200$  МПа

- то же , но при касании в точке  $[\sigma_H] = 2500$  Мпа.

Далее выводим формулу только для внешнего зацепления.

Применительно к настоящему расчету сила Q , сжимающая цилиндры - это сила нормального давления зацепляющихся зубьев

$$Q = F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha},$$

$\rho_1$  и  $\rho_2$  - радиусы кривизны контактирующих тел, в данном случае - радиусы кривизны контактирующих эвольвент в полюсе зацепления;

b - ширина колеса.

Поскольку обычно оба колеса стальные, то  $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$  МПа .

Из  $\Delta O_1C_1P$  и  $\Delta O_2C_2P$  имеем (рис.4.8)

$$\rho_1 = C_1P = \frac{d_1}{2} \sin \alpha;$$

$$\rho_2 = C_2P = \frac{d_2}{2} \sin \alpha;$$

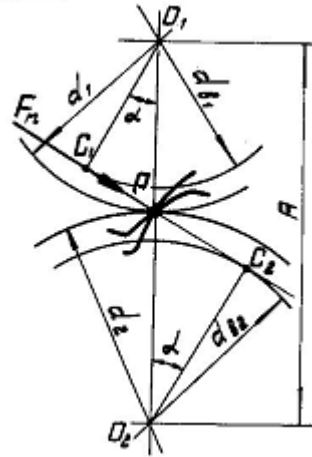


Рис.4.8

Тогда 
$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2(1+U)}{d_1 \sin \alpha U}.$$

Учтем в расчете концентрацию нагрузки по длине зуба и динамику передачи, которая является следствием ошибок изготовления, коэффициентами  $K_{H\beta}$  и  $K_{Hv}$ , соответственно.

Подставив полученные формулы в формулу Герца, получаем

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot E_{np} \cdot 2(1+U)}{v \cdot \cos \alpha \cdot d_1 \cdot \sin \alpha U}} \leq [\sigma_H].$$

Поскольку  $2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha = \sin 2\alpha$ , то представим последнюю формулу в виде

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot (1+U)}{v \cdot d_1 \cdot U}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.16)$$

где  $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$  - коэффициент, учитывающий форму зацепляющихся зубьев,

при  $\alpha = 20^\circ$   $Z_H = 1,77$ .

$Z_M = 0,418 \sqrt{2E_{np}}$  - коэффициент, учитывающий материал колес, для стальных колес

$Z_M = 273$

Теперь для стальных колес

$$\sigma_H = 485 \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot (1+U)}{v \cdot d_1 \cdot U}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.17)$$

Формулы (4.16) и (4.17) используют для проверочного расчета на усталостную прочность зубчатых колес по контактным напряжениям.

### Расчет на контактную прочность от пиковой нагрузки.

Этот расчет также выполняется в форме проверочного расчета, при этом используется тот факт, что контактные напряжения пропорциональны корню квадратному из вращающего момента. Поэтому формула для расчета передач на контактную прочность от пиковой нагрузки имеет вид

$$\sigma_{H,max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{max}}{T}} \leq [\sigma_{H,max}], \quad (4.18)$$

где  $T_{max}$  и  $T$  - пиковый и номинальный вращающие моменты.

## Проектный расчет прямозубых цилиндрических передач на контактную прочность.

Этот расчет является основным для большинства зубчатых передач на стадии их проектирования.

$$\text{Межосевое расстояние} \quad A = 0,5(d_1 + d_2) = d_1 \left( \frac{1+U}{2} \right)$$

$$\text{Откуда} \quad d_1 = \frac{2A}{1+U}.$$

Окружное усилие  $F_t$  теперь можно представить в виде

$$F_t = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{T_1(1+U)}{A},$$

а ширину зубчатого колеса  $b$  представить, как долю от межосевого расстояния

$$b = \psi_A \cdot A,$$

где  $\psi_A$  - коэффициент ширины колеса, обычно  $\psi_A = 0,2 \dots 0,6$ .

Теперь формулу (4.17) можно записать в виде

$$\sigma_P = Z_H Z_M \sqrt{\frac{T_1(1+U) K_{H\beta} \cdot K_{HV} (1+U)^2}{A \psi_A \cdot A \cdot 2AU}} \leq [\sigma_H].$$

Решая последнее уравнение относительно  $A$ , получаем

$$A = \sqrt[3]{0,5(Z_H Z_M)^2 (1+U)} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\psi_A \cdot U \cdot [\sigma_H]^2}}.$$

$$\text{Обозначим} \quad K_A = \sqrt[3]{0,5(Z_H Z_M)^2}$$

В случае стальных колес при  $\alpha = 20^\circ$   $K_A = 49$ ;  
и окончательно

$$A = 49(1+U) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\psi_A \cdot U \cdot [\sigma_H]^2}}. \quad (4.19)$$

В проектном расчете рекомендуется принимать

$$K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 1,3 \dots 1,5.$$

Следует различать коэффициенты  $K_\beta$  и  $K_V$  при расчете на изгиб ( $K_{F\beta}$  и  $K_{FV}$ ) и аналогичные коэффициенты при расчете на контактную прочность ( $K_{H\beta}$  и  $K_{HV}$ ). В обоих случаях физический смысл коэффициентов одинаков, но количественно они несколько разнятся. Значение этих коэффициентов приводятся в справочниках; здесь рассматривается только их физический смысл.

Коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба (ширине колеса) определяется неточностью изготовления корпуса передачи, опор валов и самих колес, а также деформацией этих деталей под действием рабочих нагрузок. На рис. 4.9 показана деформация валов, на которых расположены зацепляющиеся колеса. Следствием этой деформации является перекося зубчатых колес и концентрация нагрузки по ширине колеса (рис. 4.9). Величину  $K_\beta$  вычисляют из выражения

$$K_\beta = \frac{q_{\max}}{q_{cp}},$$

где  $q_{\max}$  и  $q_{cp}$  – давления, распределенные по длине зуба, см. на рис. 4.9.

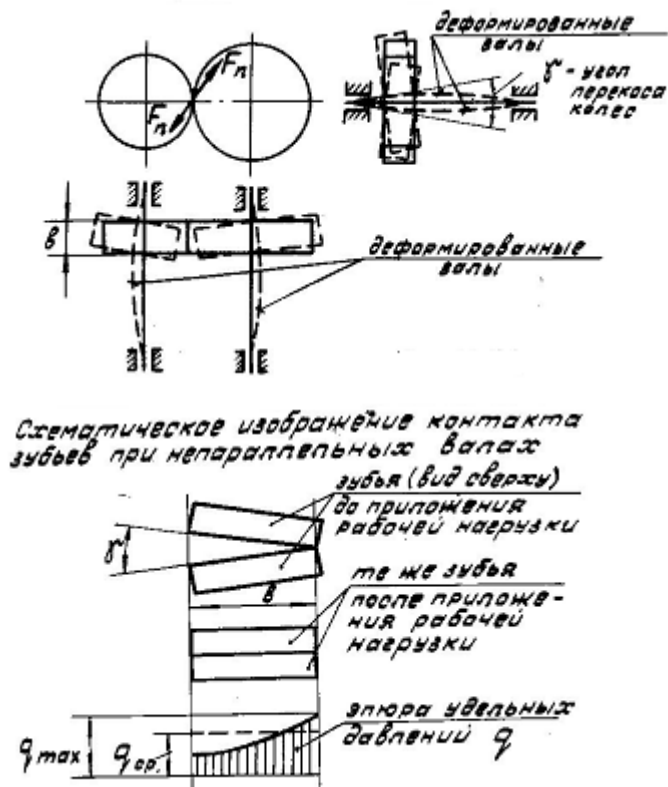


Рис.4.9

Можно рекомендовать следующие методы для уменьшения  $K_{\beta}$ .

- повышение точности изготовления всех деталей;
- повышение жесткости опор и валов;
- расположение колес посередине между опорами, недопущение их консольного расположения;

При малой твердости зубьев происходит их прирабатываемость и уменьшается  $K_{\beta}$ , при этом зуб принимает бочкообразную форму; при твердости зубьев больше HB350 и окружной скорости колес больше 15 м/с прирабатываемость зубьев не происходит, и для уменьшения  $K_{\beta}$  зубу искусственно придают бочкообразную форму (рис.4.10).



Рис.4.10



Рис.4.11

Динамический коэффициент  $K_v$  учитывает удары в зацеплении, которые появляются из-за неточности изготовления ( в основном из-за погрешности шага по основной окружности) и деформации зубьев под нагрузкой.

Различают :

- кромочный удар, когда зуб не размещается во впадине между зубьями сопряженного колеса;
- срединный удар, когда, наоборот, зуб размещается во впадине с большим зазором.

Следствием указанных погрешностей изготовления и деформации зубьев является нарушение основного свойства эвольвентного зацепления, а именно, постоянства передаточного числа. Это значит, что при постоянной скорости одного из зацепляющихся колес второе вращается с угловой скоростью, которая не остается постоянной; в результате этого возникает ускорение в движении второго колеса и появляется динамическая нагрузка, момент которой

$$T_D = J \frac{\partial \omega_2}{\partial t},$$

где  $T_D$  - момент сил инерции;

$J$  - момент инерции деталей, связанных с ведомым валом;

$\frac{\partial \omega_2}{\partial t}$  - угловое ускорение ведомого вала.

Можно рекомендовать следующие методы уменьшения динамического коэффициента  $K_v$  :

- повышение точности изготовления зубчатых колес;
- снятие небольшой фаски у зуба у его головки (рис.4.11) (эта операция называется фланкированием). Фланкирование устраняет кромочный удар.

### Расчет косозубых цилиндрических передач.

Недостатком прямозубых передач является то, что зуб входит на поле зацепления сразу всей своей длиной и так же выходит из зацепления. Этот недостаток устраняется в косозубом зацеплении. В результате у косозубого зацепления имеются следующие преимущества по сравнению с прямозубым:

- лучшая прирабатываемость зубьев;
- меньший шум;
- меньшие динамические нагрузки;
- большая несущая способность.

Все эти преимущества являются следствием того, что зуб в косозубом зацеплении постепенно по ширине колеса входит в зацепление. Важно также отметить, что изготовление косозубых колес выполняется на том же оборудовании, что и прямозубых и без увеличения трудоемкости.

### Параметры косозубого колеса .

Зуб в этом зацеплении наклонен к образующей цилиндра под углом  $\beta$  .

В результате в этом зацеплении различают (рис.4.12):

- торцовый шаг  $t_s$  ;
- нормальный шаг  $t_n$  ;
- осевой шаг  $t_a$  .

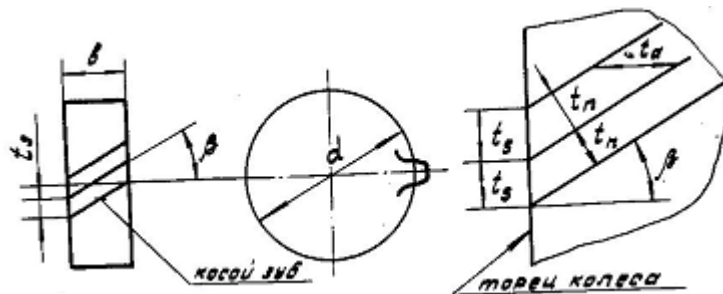


Рис.4.12

Непосредственно из рис 4.12 имеем



$$t_n = t_s \cos \beta; \quad t_a = \frac{t_n}{\sin \beta}.$$

Воспользовавшись понятием модуля зацепления, в косозубом зацеплении еще используют понятия нормальный модуль  $m_n$  и торцевой модуль  $m_s$ , причем стандартным является нормальный модуль,  $m_s = m_n / \cos \beta$ .

Диаметр начальной окружности косозубого колеса

$$d = m_s \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}.$$

Диаметры окружностей выступов  $d_a$  и впадин  $d_f$  для стандартного зацепления

$$d_a = d + 2m_n = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} + 2m_n; \quad d_f = d - 2,5m_n. \quad (4.20)$$

Межосевое расстояние пары косозубых колес

$$A = \frac{m_s (z_1 + z_2)}{2} = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}.$$

Суммарная длина контактных линий

На рис 4.13 показано поле зацепления  $a_2 a_2 a_1 a_1$  косозубого зацепления ( для прямозубого зацепления аналогичный рис. 4.4).

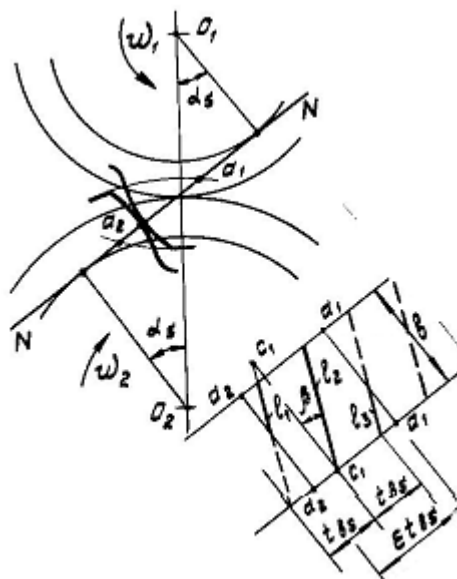


Рис.4.13

На этом рисунке видно, что зубья входят и выходят из зацепления ( входят на поле зацепления и сходят с него) постепенно. Поэтому происходит приработка зубьев и в расчет вводят всю суммарную длину контактных линий  $L$ , находящихся в зацеплении зубьев в данный момент.

$$L = l_1 + l_2 + l_3 + \dots \cong K_\epsilon \epsilon_s \frac{b}{\cos \beta},$$

где  $K_\epsilon$  - коэффициент, учитывающий колебания размера  $L$ ,  $K_\epsilon = 0,9 \dots 1,0$ .

$\epsilon_s$  - торцевой коэффициент перекрытия; выражение для определения приводим без вывода.

$$\varepsilon_s = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (4.21)$$

### Условие косозубости.

Не всякий угол  $\beta$  обеспечивает реализацию косозубым зацеплением его преимуществ. Считается, что передача работает как косозубая, если соблюдается соотношение

$$\frac{\varepsilon_s \beta}{t_a} \geq 1,25.$$

Откуда можно найти минимально допустимую ширину колеса при заданном

$$b_{\min} = \frac{t_a \cdot 1,25}{\varepsilon_s} = \frac{\pi m_n \cdot 1,25}{\varepsilon_s \cdot \sin \beta} \cong \frac{2,5 m_n}{\sin \beta}.$$

### Концентрация нагрузки в полюсе зацепления косозубого колеса

Косой зуб, находящийся в зацеплении одновременно контактирует разными частями: ножкой, в полюсе и головкой (рис.4.14). Для сопряженного зуба, т.е для зуба, находящегося в зацеплении с зубом, который изображен на рис 4.14, картина аналогична. В результате суммарная жесткость разных частей зацепляющихся зубьев оказывается различной: большая жесткость в полюсе и меньшая - по краям зуба. Следствием этого является концентрация нагрузки в полюсе, которая измеряется коэффициентом

$$K_{\text{пол}} = \frac{q_{\text{max}}}{q_{\text{ср}}} \cong 1,2, \text{ где } q_{\text{max}} \text{ и } q_{\text{ср}} - \text{давления на зуб в зацеплении; см. на рис. 4.14.}$$

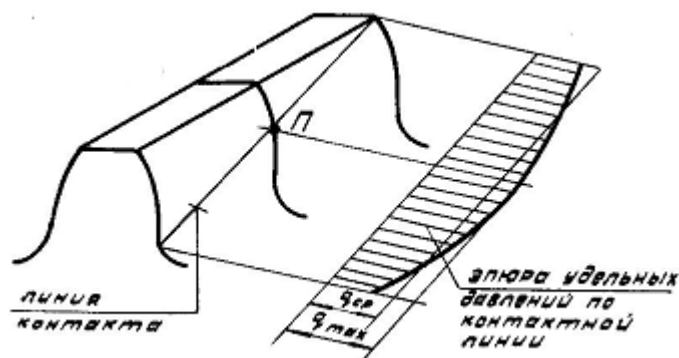


Рис.4.14

### Силы в зацеплении косозубых передач.

Положим, что зуб А находится в зацеплении (рис.4.15. Для удобства сопряженный зуб не изображаем, а зуб А изобразим так, чтобы он оказался на проекциях не искаженным).

Предположим, что равнодействующая сил приложена в середине зуба. Для рассмотрения сил в нормальном сечении зуба колесо рассечено плоскостью NN и сечение повернуто в плоскость чертежа. Считается известным диаметр колеса  $d$  и приложенный к нему вращающий момент  $T$ .

Тогда окружная сила  $F_t = \frac{2T}{d}$ .

Далее непосредственно из рис.4.15 имеем:

- силу  $F_t' = \frac{F_t}{\cos \beta}$ ;
- осевую силу  $F_a = F_t' \operatorname{tg} \beta$ ;
- радиальную силу  $F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha$ ;

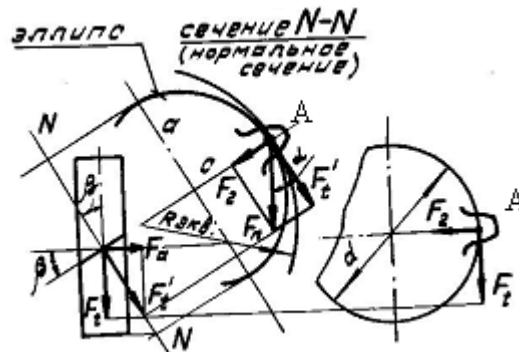


Рис.4.15

- силу, действующую по нормали к зубу  $F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha} = \frac{F_t}{\cos \beta \cdot \cos \alpha}$ .

Из всех перечисленных сил только окружная сила является полезной. В отличие от прямозубых колес в косозубых появляется осевая сила, она дополнительно нагружает вал и опоры. Чтобы нейтрализовать действие осевой силы, применяют шевронные колеса.

## Расчетная схема косозубого колеса

Расчет косозубого колеса основан на замене косозубого колеса эквивалентным прямозубым колесом, расчет которого рассмотрен выше.

Для получения эквивалентного прямозубого колеса косозубое колесо рассекается плоскостью NN (рис.4.15). В сечении получаем эллипс. Считается, что зуб, изображенный на сечении NN, принадлежит искомому эквивалентному прямозубому колесу, диаметр которого

$$d_{\text{ЭКВ}} = 2 R_{\text{ЭКВ}},$$

где  $R_{\text{ЭКВ}}$  - радиус кривизны эллипса на малой его полуоси.

Из геометрии известно, что

$$R_{\text{ЭКВ}} = a^2 / c$$

где  $a$  и  $c$  полуоси эллипса.

Из рис.4.15 имеем  $a = \frac{d}{2 \cos \beta}$ ;  $c = \frac{d}{2}$ .

Тогда  $d_{\text{ЭКВ}} = \frac{d}{\cos^2 \beta}$ .

Поскольку из рис.16.20 следует, что  $m_{\text{ЭКВ}} = m_n$ , то

$$d_{\text{ЭКВ}} = z_{\text{ЭКВ}} \cdot m_{\text{ЭКВ}} = \frac{z \cdot m_s}{\cos^2 \beta} = \frac{z \cdot m_n}{\cos^3 \beta}, \quad (4.22)$$

то есть 
$$z_{\text{ЭКВ}} = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (4.23)$$

## Расчет косозубых колес на изгиб

Вывод расчетной формулы аналогичен тому, который был сделан при расчете прямозубых колес. Однако, с учетом изложенных особенностей косозубого зацепления расчетная формула в этом случае имеет несколько дополнительных коэффициентов.

Формула для проверочного расчета имеет вид (приводим ее без повторного вывода)

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{v \cdot m_n} Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq [\sigma_F], \quad (4.24)$$

где, дополнительно к формуле (4.9):

-  $Y_F$  - определяется по  $z_{\text{ЭКВ}}$ ;

-  $m_n$  - нормальный модуль;

-  $Y_\beta$  - учитывает наклон зубьев и вычисляется из формулы  $Y_\beta \cong 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$ ;

-  $Y_\varepsilon$  - учитывает суммарную длину контактных линий,  $Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon}$

( $K_\varepsilon$  и  $\varepsilon$  - см. в (4.21));

$K_{F\alpha}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями из-за погрешности изготовления;

$$K_{F\alpha} = 1 + (1 \dots 1,75) [0,15(n_{ct} - 5)].$$

Здесь меньшие значения для зубьев с твердостью  $HV > 350$ ;

$n_{ct}$  - степень точности изготовления зубчатых колес.

В формуле для проектного расчета косозубых колес на изгиб

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T Y_F}{z \psi_m [\sigma_F]}}, \quad (4.25)$$

где  $K_m = \sqrt[3]{2 K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta} \cong 1,4 \sqrt[3]{K_{F\alpha} Y_\varepsilon \cdot Y_\beta}$ .

Расчет косозубых колес на контактную прочность

Замечания, сделанные выше при расчете на изгиб, справедливы и здесь.

Формула для проверочного расчета

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{v} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \frac{(1+U)}{d_1 U}} \leq [\sigma_H], \quad (4.26)$$

где  $Z_M = 0,418 \sqrt{2 E_{np}}$ ;

$$Z_H = \cos \beta \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}};$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon}}, \quad \text{при } \varepsilon = 1,6 \quad Z_\varepsilon \approx 0,81.$$

Для стальных колес

$$\sigma_H = 485 \cdot \cos \beta \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{\sigma} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \frac{(1+U)}{d_1 U}} \leq [\sigma_H], \quad (4.27)$$

Можно принять, что

$$485 \cdot \cos \beta \cdot Z_\varepsilon = 390.$$

Формула для проектного расчета

$$A = K_a (1+U) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}}{\psi_A \cdot U \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (4.28)$$

где 
$$K_a = \sqrt[3]{0,5(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2};$$

для стальных колес при  $\varepsilon = 1,6$   $K_a = 42,5$ .

Расчеты от пиковой нагрузки выполняются также как и при расчете прямозубых передач.

## Конические зубчатые передачи.

Далее рассматриваются только конические прямозубые передачи с углом между осями равным  $90^\circ$ .

### Геометрия передачи

В прямозубых конических передачах зубья нарезаны вдоль образующих конусов. Выше при рассмотрении цилиндрических передач мы изображали только цилиндр, диаметр которого равен диаметру начальной окружности колеса. Здесь мы поступим аналогично и зацепляющиеся конические колеса изобразим в виде касающихся конусов, диаметры которых в каждом сечении ( перпендикулярном оси) равны соответствующим начальным диаметрам (рис. 4.16).

Сумма половин углов конусов

$$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ;$$

передаточное число  $U = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$ ;

откуда 
$$U = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2}.$$

В конической передаче за номинальный начальный диаметр  $d$  колеса принимают диаметр в основании конуса ( его еще называют измеряемый начальный диаметр).

Поэтому номинальный модуль  $m$  - это модуль в основании начального конуса, номинальный диаметр колеса  $d = m \cdot z$ , где

$z$  - число зубьев колеса.

В дальнейшем потребуется значение модуля в среднем сечении конуса, т.е на диаметре  $d_m$  (см. узел А на рис.4. 16)

$$\frac{d}{R} = \frac{d_m}{R - 0,5\sigma}; \quad d = \frac{d_m}{1 - 0,5\psi_R},$$

где  $\psi_R = b / R$  - коэффициент полноты зуба .

$$m = m_{cp} \frac{1}{1 - 0,5 \psi_R},$$

где  $m_{cp}$  - модуль в среднем сечении конуса колеса.

В коническом колесе следует различать еще конусы выступов и впадин зубьев и дополнительные конуса, образующие которых перпендикулярны образующей начального конуса. (см. узел А на рис.4. 16).

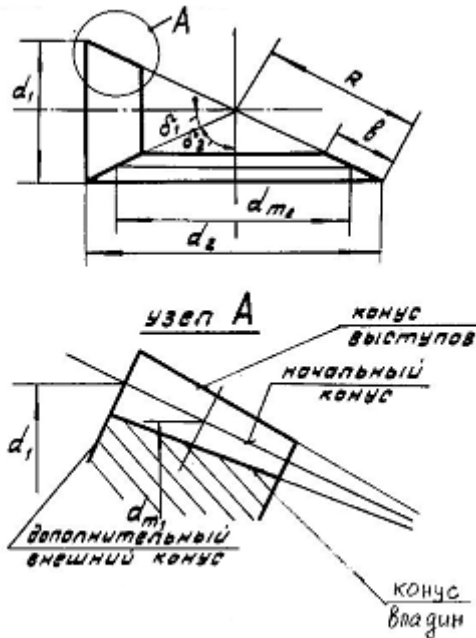


Рис.4. 16

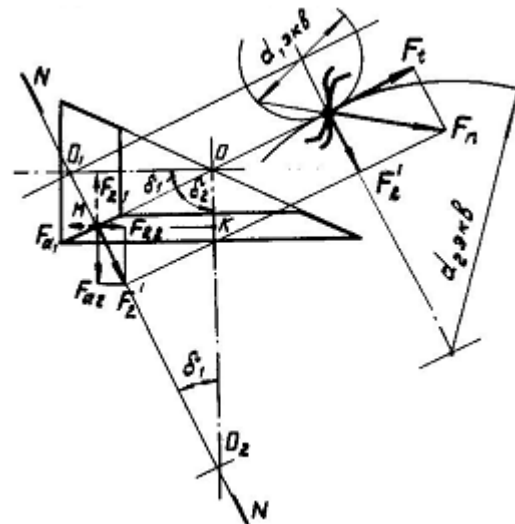


Рис. 4. 17

### Силы в зацеплении конических передач

Рассечем пару зацепляющихся колес плоскостью NN проходящей через середину зуба и перпендикулярной линии контакта начальных конусов (4. 17). Полученное сечение повернем в плоскость чертежа. В сечении начальных конусов получаем эллипсы, которые вблизи контакта зубьев заменяем окружностями. Это начальные окружности в среднем сечении зубьев. Здесь же показана пара зацепляющихся зубьев. На рис 4.17 сплошными линиями показаны силы, действующие на зуб колеса, а пунктирными - на зуб шестерни. Известными считаются вращающий момент T и диаметры начальных окружностей в среднем сечении зуба с соответствующим индексом.

Тогда непосредственно из чертежа имеем:

- окружную силу  $F_t = \frac{2T}{d}$ ;

- нормальную силу  $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$  и силу  $F_r' = F_t \tan \alpha$ ;

- осевую силу колеса  $F_{a2} = F_r' \sin \delta_2 = F_t \tan \alpha \cdot \sin \delta_2$ ;

- радиальную силу колеса  $F_{r2} = F_r' \cos \delta_2 = F_t \tan \alpha \cdot \cos \delta_2$ .

Радиальная сила колеса равна осевой силе шестерни и осевая сила колеса равна радиальной силе шестерни, т.е.

$$F_{a2} = F_{r1}; F_{r2} = F_{a1}.$$

## Расчетная схема конического колеса

Расчет конических передач основан на замене конических колес прямозубыми цилиндрическими эквивалентными колесами. Центры эквивалентных колес приняты в точках  $O_1$  и  $O_2$  (см. рис. 4.17). Тогда из  $\Delta MKO_2$  получаем

$$MO_2 = \frac{d_{\text{ЭКВ.2}}}{2} = \frac{d_{m,2}}{2 \cos \delta_2}$$

и диаметр эквивалентной окружности

$$d_{\text{ЭКВ}} = \frac{d_m}{\cos \delta_2}$$

число зубьев эквивалентного цилиндрического колеса

$$z_{\text{ЭКВ}} = \frac{z}{\cos \delta_2}$$

и передаточное число эквивалентных колес

$$U_{\text{ЭКВ}} = \frac{z_{\text{ЭКВ.2}}}{z_{\text{ЭКВ.1}}} = \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_2 \cos \delta_2} = U^2.$$

## Расчет конических колес на изгиб

Этот расчет выполняется так же, как прямозубых цилиндрических передач, при условии, что  $m = m_{\text{ср}}$ . Кроме того, учитывается снижение несущей способности конической передачи (в сравнении с цилиндрической), так как изготовление конических колес более сложное и одно из них расположено консольно. Это учитывается коэффициентом  $\nu$ , который для прямозубых конических передач равен 0,85. Тогда формула для проверочного расчета на изгиб имеет вид

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{FV} K_{F\beta}}{\nu \cdot v \cdot m_{\text{ср}}} Y_F \leq [\sigma_F], \quad (4.29)$$

где  $Y_F$  - определяется по  $z_{\text{ЭКВ}}$ .

## Расчет конических передач на контактную прочность.

Контактные напряжения в прямозубых эквивалентных цилиндрических колесах

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{F_t K_{HV} K_{H\beta} (1 + U_{\text{ЭКВ}})}{v \cdot d_{\text{ЭКВ.1}} \cdot U_{\text{ЭКВ}} \cdot \nu}} \leq [\sigma_H].$$

Воспользуемся известными соотношениями и тригонометрии

$$\cos \delta = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \delta}}.$$

Тогда

$$\cos \delta_1 = \frac{U}{\sqrt{1 + U^2}}.$$

Теперь после преобразований получаем

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{F_t K_{HV} K_{H\beta} \sqrt{1+U^2}}{v \cdot d_{m1} \cdot U \cdot v}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.30)$$

При проектном расчете определяется либо  $d_m$ , либо дистанционное расстояние  $R$ . При этом имеют в виду, что

$$d_{m1} = 2(R - 0,5v) \cos \delta_1.$$

## Допускаемые напряжения при расчете зубчатых колес.

При расчете на изгиб допускаемое напряжение

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (4.31)$$

где  $\sigma_{F0}$  - предел выносливости при пульсирующем цикле нагружения (значения см. в прилагаемой таблице);

$S_F$  - коэффициент запаса;  $S_F = 1,4 \dots 2,2$  при изготовлении колес из поковок или проката, для колес, изготовленных литьем, коэффициент запаса несколько выше;

$K_{FC}$  - коэффициент, учитывающий реверсивность работы передачи;  $K_{FC} = 1$  - для нереверсивной передачи;  $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$  - для реверсивной передачи;

$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$  - коэффициент долговечности;  $N_{F0} = 4.10^6$  - базовое число циклов

нагружения,  $m$  - показатель степени в уравнении кривой выносливости,  $N_{FE}$  - эквивалентное число циклов нагружения.

При  $HV \leq 350$ :  $m = 6$ ;  $1 \leq K_{FL} \leq 2$ .

При  $HV > 350$ :  $m = 9$ ;  $1 \leq K_{FL} \leq 1,6$ .

Таблица. Значения  $\sigma_{F0}$  и  $\sigma_{H0}$  в зависимости от вида термообработки, МПа

Нормализ или улучшение	Объемная закалка	Закалка ТВЧ	Цементация с послед закалкой	Азотирование
1,75 HV	500 ...550	600...700 (900)	750...800 (900)	12 H +290
2HV + 70	17H + 100	17H + 200	23H	1050

При расчете на контактную прочность допускаемое напряжение

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} K_{HL}, \quad (4.32)$$

где  $\sigma_{H0}$  - предел контактной выносливости (значения  $\sigma_{H0}$  см. в таблице)

-  $S_H$  - коэффициент запаса;

-  $S_H = 1,1$ . - для нормализованных и улучшенных сталей, а также для сталей, подверженных объемной закалке;

-  $S_H = 1,2$  - при поверхностной закалке, цементации и азотировании;



$$- K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} - \text{коэффициент долговечности};$$

$N_{H0}$  - базовое число циклов нагружения в зависимости от твердости см. табл. :

• Твердость HB	200	300	400	500	600
$N_{H0}$	10	2,5 10	5 10	8,5 10	14 10

$N_{HE}$  - эквивалентное число циклов нагружения,  $1 \leq K_{HL} \leq 2,4$ .

## Особенности вероятностного расчета на прочность зубчатых передач.

В этом разделе приводятся справочные материалы, чтобы можно было выполнить вероятностный расчет. Сама методика этого расчета и вывод расчетных формул был изложен в лекции 2

Для такого расчета является существенным выделить те величины, входящие в расчетные формулы, которые следует рассматривать как случайные. Такими случайными величинами являются:

- коэффициент внешней нагрузки  $K_A$ ,
- коэффициент динамичности  $K_V$ ,
- коэффициент концентрации нагрузки  $K_B$ ,
- коэффициент  $K_d$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями,
- величины предельных напряжений  $\sigma_{lim}$ .

Для выполнения рассматриваемых расчетов необходимо, чтобы были известны значения их максимальных и минимальных величин, т.е. должно быть известно поле рассеяния случайной величины.

Значение поля рассеяния внешней нагрузки  $K_A$  оказывается заданным в виде коэффициента вариации  $v_A$ .

Коэффициент динамичности  $K_V$  вычисляется из выражения

$$K_V = 1 + C\sqrt{\Delta}, \quad (4.33)$$

где  $\Delta$  - ошибка в шагах зацепления.

$C$  - коэффициент; значения приводятся в справочниках.

В проектном расчете рекомендуется задаваться

$$K_{HV} = K_{FV} = K_V = 1,1 \dots 1,3. \quad (4.34)$$

Значениями  $\Delta_{max}$  и  $\Delta_{min}$  - удобно задаваться в форме коэффициента вариации

$v_\Delta \approx 0,25$ , а коэффициент вариации коэффициента динамичности определять из формулы

$$v_V = \frac{\bar{K}_V - 1}{2\bar{K}_V} v_\Delta. \quad (4.35)$$

Концентрация нагрузки по длине зуба является следствием упругих деформаций зубьев и погрешностей изготовления. Величины упругих деформаций считаются детерминированными, а погрешности изготовления случайными величинами. Принято, что погрешностями изготовления определяется только 1/3 величины коэффициента концентрации  $K_B$ . Далее принято

$$K_{HB} = K_{FB} = K_B. \quad (4.36)$$

Тогда средняя величина коэффициента концентрации

$$\bar{K}_\beta = \frac{K_{\beta,\max} + K_{\beta,\min}}{3.2}. \quad (4.37)$$

Среднее квадратичное отклонение этой величины

$$S_\beta = \frac{1}{3.6}(K_{\beta,\max} - K_{\beta,\min}). \quad (4.38)$$

$K_\beta$  - принимают значения в зависимости от конструкции передачи и твердости зубьев:

- При консольном и несимметричном расположении колес относительно опор и при твердости хотя бы одного колеса  $HV \leq 350$   $K_\beta = 1,1 \dots 1,25$ ;
- то же при твердости обоих колес  $HV > 350$   $K_\beta = 1,2 \dots 1,4$ .
- При симметричном расположении колес и твердости хотя бы одного колеса  $HV \leq 350$   $K_\beta = 1,05 \dots 1,1$ ;
- то же при  $HV > 350$   $K_\beta = 1,1 \dots 1,2$ .

Большие значения - для широких колес, т.е. для колес, у которых отношение ширины шестерни к ее диаметру  $\psi_d = b/d_1 > 1,1$ .

Приведенные значения следует принять за средние, т.е как математические ожидания случайных величин. Поле рассеяния величин  $K_\beta$  можно принять пропорциональным полю рассеяния внешней нагрузки. На основании изложенного рекомендуют коэффициент вариации коэффициента  $K_\beta$  вычислять по формуле

$$v_\beta = \frac{\bar{K}_\beta - 1}{9\bar{K}_\beta}. \quad (16.38)$$

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями  $K_\alpha$  вычисляется в предположении, что

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = K_\alpha. \quad (4.39)$$

При твердости колес  $HV > 350$  и точности их изготовления, начиная с 5-ой и точнее,  $K_\alpha = 1$ .

Для более грубо изготовленных передач

$$K_\alpha = 2 + K_{\alpha 1} \cdot K_{\alpha 2} (n_{ct} - 5) \leq \varepsilon, \quad (4.40)$$

где  $K_{\alpha 1} = 0,06$  - для прямозубых передач и  $K_{\alpha 1} = 0,15$  - для косозубых передач;

$K_{\alpha 2} = 1$  при твердости зубьев  $HV > 350$ ;

$K_{\alpha 2} = 1,5 \dots 2$  - при твердости зубьев  $HV \leq 350$ ;

$\varepsilon$  - коэффициент перекрытия.

Указанные значения  $K_\alpha$  принимают за математическое ожидание случайной величины, т.е.  $K_\alpha = \bar{K}_\alpha$ , а среднее квадратичное отклонение этой случайной величины

$$S_\alpha = \frac{\bar{K}_\alpha - 1}{3} \quad (4.41)$$

и коэффициент вариации

$$v_\alpha = \frac{\bar{K}_\alpha - 1}{3\bar{K}_\alpha}. \quad (4.42)$$

Составляющие общего коэффициента вариации внешней нагрузки, как независимые случайные величины, вычисляют из выражения

$$v_K = \sqrt{v_A^2 + v_V^2 + v_\beta^2 + v_\alpha^2}. \quad (4.43)$$

За предельные напряжения  $\sigma_{lim}$  в данном расчете принимают пределы выносливости при изгибных  $\sigma_{F,lim}$  и контактных  $\sigma_{H,lim}$  напряжениях. Соответствующие коэффициенты вариации этих пределов выносливости принимают значения:

- для колес с  $HB \leq 350$   $v_{F,lim} = 0,08 \dots 0,10$ ;

- для колес с  $HB > 350$   $v_{F,lim} = 0,10 \dots 0,14$ .

Можно принять  $v_{H,lim} = (0,9 \dots 0,8) v_{F,lim}$

При необходимости вычисления коэффициента вариации действующего напряжения  $v_\sigma$  при расчете на изгиб  $v_\sigma = v_K$ , а при расчете на контактную прочность  $v_\sigma = 0,5 v_K$ .

## Технология изготовления зубчатых колес.

Большое значения для реализации свойств зубчатого зацепления имеет технология его изготовления. Наиболее простой является технология изготовления зубьев методом деления. Эта технология может быть осуществлена на универсальном фрезерном станке инструментом в виде дисковой или пальцевой фрезы (рис.4.18, а и б). По этой технологии в заготовке фреза последовательно прорезает одну впадину зуба за другой. При этом получается пониженная точность зацепления по шагу и по профилю зуба. Ошибки в профиле зуба появляются из-за того, что технология предусматривает изготовление зубчатых колес с разными, но близкими, числами зубьев одной фрезой.

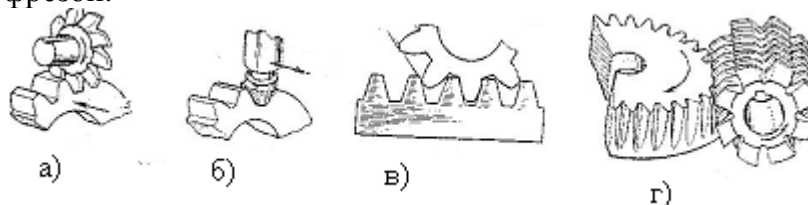


Рис.4.18

Несравненно более совершенным является метод обкатки. Эта технология осуществляется на специальных зубодолбежных или зубофрезерных станках либо инструментом в виде рейки или долбяка (рис.4.18,в), либо инструментом, называемым червячной фрезой. (рис.4.18,г). В этой технологии инструмент наряду с движением резания обкатывается вокруг заготовки при этом зацепление получается значительно более точным.

## О коррекции зубчатого зацепления.

Коррекцией эвольвентного зацепления называют исправление формы эвольвенты, образующей зуб, чтобы улучшить прочностные и другие параметры передачи в сравнении со стандартной.

Коррекцию осуществляют для достижения следующих целей.

- Назначения числа зубьев шестерни меньше  $z < 17$ . При нарезании стандартного зубчатого колеса с числом зубьев меньше 17 наблюдается подрезание ножки зуба, что уменьшает изгибную прочность. Соответствующей коррекцией можно исключить подрезание при числе зубьев колеса  $z < 17$ .

- Повышение изгибной прочности зуба. Зубья зацепляющихся колес часто оказываются неравнопрочными, Это может быть следствием того, что одно из колес стальное, а другое бронзовое или пластмассовое. Другая причина неравнопрочности

колес может заключаться в том, что зубчатые колеса имеют разное число зубьев и потому у них будут разные коэффициенты формы зуба, которые входят в расчетную формулу на изгиб. Соответствующей коррекцией можно сделать более слабый зуб толще и тем самым повысить его изгибную прочность.

- Повышение износостойкости передачи. Износ передачи зависит от скольжения зубьев в процессе их работы. Коррекцией зацепления можно подобрать такие участки контактирующих эвольвент, чтобы минимизировать скольжение и тем самым повысить износостойкость передачи.

- Повышение контактной прочности. Контактная прочность зависит от радиусов кривизны эвольвент в полюсе зацепления. Коррекцией зацепления можно выбрать такие участки эвольвент, чтобы радиусы их кривизны были бы больше, чем в стандартном зацеплении.

- Для вписывания передачи в заданное межосевое расстояние.

Коррекцию осуществляют двумя способами:

- смещением стандартного инструмента, это наиболее простой и потому часто применяемый способ. Наиболее часто применяется так называемая высотная коррекция, при которой параметры зацепления ( $A$ ,  $\alpha$ ,  $\epsilon$ ) остаются без изменения, но увеличивается изгибная прочность зуба и появляется возможность избежать подрезания зуба.

- Применением нестандартного инструмента, например, с  $\alpha \neq 20^\circ$ .

### Точность зубчатых колес.

Стандартом установлены 12 степеней точности зубчатых передач, но употребляются обычно с 6 по 9 в зависимости от окружной скорости колес (см. табл.)

степень точности	окружная скорость, м / с		область применения передач
	косозубые	прямозубые	
6	30	20	высокоточные
7	20	12	нормаль . точность
8	10	6	в общем машиностр.
9	5	3	грубые, тихоходные

Для каждой степени точности регламентируются следующие параметры:

- Кинематическая точность - характеристика суммарной ошибки передаточного числа за один оборот колеса. Она определяется накопленной погрешностью шага и биением основной окружности.

- Плавность работы - характеристика многократно повторяющейся ошибки передаточного числа за один оборот колеса. Определяется ошибками шага и профиля.

- Пятно контакта - характеризует концентрацию нагрузки по длине зуба.

- Боковой зазор между неработающими поверхностями зубьев. Этот параметр предотвращает заклинивание зубьев при вращении. Устанавливают следующие нормы бокового зазора:

H - нулевой;

E, D, C - уменьшенный;

B - нормальный;

A - увеличенный.

- Шероховатость рабочих поверхностей зубьев по общим правилам проставляется на чертеже колеса.

Примеры обозначений точности зубчатых передач на чертеже:

- ст. 6-B - шестая степень, нормальный зазор.
- ст.7-7-8-B - нормы кинематической точности и плавности по седьмой степени, норма по пятну контакта по восьмой степени, боковой зазор - нормальный.

Данные норм точности приведены в справочниках.

Контроль зубьев при их изготовлении осуществляют их обмером. Различают следующие виды обмера:

- по хорде начальной окружности (рис.4.19,а);
- по постоянной хорде (эта хорда не зависит от числа зубьев) (рис.16.24,а); для некоррегированных зубьев  $S_x = 1,387 m$ ,  $h_x = 0,748 m$ ;
- по длине общей нормали L (рис.4.19,б), размер L приводится в справочнике.

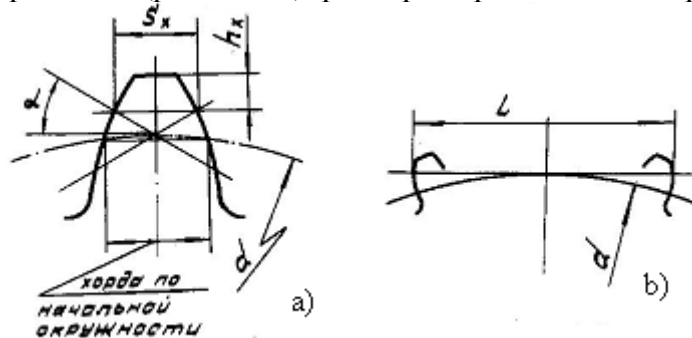


Рис.4.19

## Виды конструктивного исполнения зубчатых передач.

Для общемашиностроительного применения зубчатые передачи в настоящее время выпускаются специализированными заводами в виде агрегатов, называемых редукторами. Редуктор представляет собой чаще всего чугунный корпус, внутри которого размещены на валах и подшипниках зубчатые передачи. Таким образом достигаются наиболее благоприятные условия для работы зубчатых передач, валов и опор: обильная смазка, отсутствие абразивной пыли, достаточная жесткость валов и опор, требуемая точность зацепления.

Редукторы различают:

- по числу пар зубчатых колес ( ступеней): одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.;
- по виду примененных передач: цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т.п.;

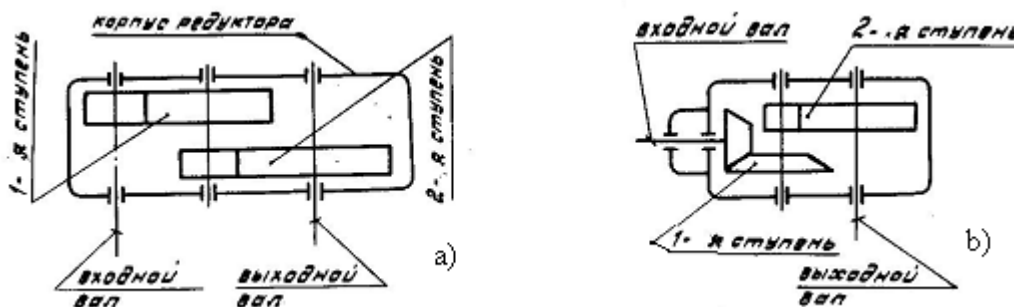


Рис.4,20

- с неподвижными осями колес и с подвижными осями, называемые планетарными.

На рис.4.20,а и б представлены в качестве примера схемы двухступенчатых редукторов, цилиндрического и коническо - цилиндрического. Оба эти редуктора выполнены по развернутой схеме. Большое распространение в последнее время получили редуктора , выполненные по соосной схеме и объединенные в один агрегат с электродвигателем (рис.4.21)

Для передач с неподвижными осями общее передаточное число редуктора вычисляется как произведение передаточных чисел каждой ступени:

$$U = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \dots$$

где  $U_1$ ;  $U_2$ ;  $U_3$  и т.д. - передаточные числа первой, второй и т.д. ступеней.

И общий коэффициент полезного действия (КПД) равен произведению КПД каждой ступени:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots$$

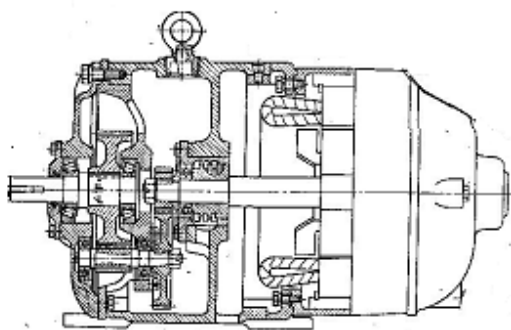


Рис.4.21

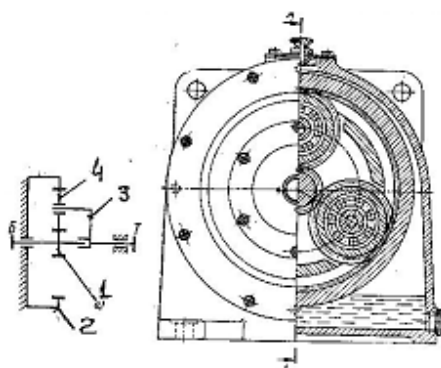


Рис.4.22

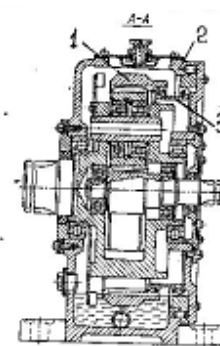


Рис.4.23

где  $\eta_1$ ;  $\eta_2$ ;  $\eta_3$  и т.д. - КПД первой, второй и т.д. ступеней с учетом потерь в подшипниках.

Планетарные передачи содержат центральные колеса 1 и 2 и водило 3, которое несет оси зубчатых колес 4, называемых сателлитами (рис.4.22). Если одно из центральных колес закреплено неподвижно (обычно это наружное колесо с внутренним зацеплением), то тогда передача имеет одну степень подвижности, т.е. является редуктором. Если могут вращаться все колеса, то механизм обладает двумя степенями подвижности. Такой механизм называется дифференциалом и служит для сложения и разложения движений. Обычно водило несет несколько осей сателлитов; сателлиты свободно вращаются на своих осях и находятся в зацеплении с обоими центральными колесами.

На рис.4.22 приведена схема простейшей однорядной планетарной передачи. Эта передача обладает высоким КПД и применяется для осуществления передаточных чисел в пределах 3 ...12.

Известно большое разнообразие схем планетарных передач, которые отличаются более сложной конструкцией, но позволяют осуществить большие передаточные числа (до  $U = 1000$  и более), но при выборе той или иной схемы этих передач следует учитывать тот факт, что некоторые из этих схем при больших передаточных числах обладают весьма низким КПД.

Планетарные передачи имеют меньшие габариты и вес в сравнении с передачами, выполненными по развернутой или соосной схемам. Это объясняется тем, во-первых, что в планетарной передаче применяются несколько сателлитов и, таким образом, в передаче вращающего момента одновременно участвуют несколько пар зубьев (по

числу сателлитов). Во-вторых, внутреннее зацепление, которое применяется в одном из центральных колес, обладает более высокой несущей способностью.

Вместе с тем, при изготовлении планетарных передач требуется более высокая точность и они имеют более сложную конструкцию. Одна из причин этого заключается в том, что требуется применять специальные меры для равномерного распределения нагрузки между сателлитами. Добиться этого только за счет повышения точности изготовления не удастся. На рис. 4.23 представлена планетарная передача, выполненная по схеме рис.4.22 с тремя сателлитами. Для равномерного распределения нагрузки между сателлитами центральное колесо 1 соединено с корпусом 2 с помощью зубчатой муфты 3; таким образом колесо 1 самоустанавливается по сателлитам и тем самым достигается равномерное распределение нагрузки между ними.

Для вычисления передаточного числа планетарной передачи следует мысленно освободить все закрепленные зубчатые колеса и придать всему механизму вращение с угловой скоростью водила  $\omega_B$ , но в сторону противоположную его действительного вращения. Тогда получаем механизм с остановленным водилом, т.е. обычную передачу с неподвижными осями. Передаточное число  $U_0$  такого механизма определяется обычным образом. Например для передачи по рис.4.22 имеем

$$U_0 = \frac{\omega_1 - \omega_B}{\omega_2 - \omega_B} = -\frac{z_2}{z_1}, \quad (4.44)$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$ ,  $z_1$  и  $z_2$  - угловые скорости вращения и числа зубьев центральных колес 1 и 2. Знак минус здесь указывает на то, колеса 1 и 2 вращаются в разные стороны. Формула (4.44) называется формулой Виллиса.

Но в действительности  $\omega_2 = 0$  и передаточное число действительной передачи  $U$  найдем из (16.44)

$$U = 1 + \frac{z_2}{z_1}. \quad (4.45)$$

## Порядок проектного расчета зубчатых передач.

Рассматривается последовательность проектного расчета потому, что именно этот расчет приходится проводить студентам в курсовом проекте “Деталей машин,,.

Исходные данные расчета:

- мощность на входном или выходном валах  $N$ , кВт ( Отношение этих мощностей равно КПД передачи. Обычно КПД одной ступени зубчатой передачи величина близкая к единице и потому различием мощностей на ведущем и ведомом валах в настоящем расчете можно пренебречь. (Исключение представляют планетарные передачи.);

- частота вращения одного из зубчатых колес  $n$ , об / мин
- передаточное число передачи  $U$  ;
- срок службы передачи;
- режим или график нагружения.

Расчет выполняется в следующей последовательности.

1. Выбирают материалы колес и их термообработку. Это означает, что становятся известными твердости рабочих поверхностей и сердцевины зубьев.
2. Определяют эквивалентные числа циклов нагружений по изгибной  $N_{FE}$  и контактной  $N_{HE}$  прочности. (Методика определения эквивалентных циклов нагружения приведены в соответствующем разделе расчета на прочность).

3. Определяют допускаемые напряжения при расчете на изгиб  $[\sigma_F]$  и контактную  $[\sigma_H]$  прочность.

4. Определяют вращающий момент  $T_1$  на входном валу передачи.

5. Задаются углом наклона зуба  $\beta$ .

6. Определяют межосевое расстояние из расчета передачи на контактную прочность. Этот расчет считается предварительным, так как неизвестны коэффициенты, входящие в расчетную формулу; ими приходится задаваться и в последствии уточнять

7. Определяют нормальный модуль зацепления и диаметры колес. Здесь может быть два пути.

7,а. Определение нормального модуля из эмпирического соотношения

$$m_n = (0,01 \dots 0,02)A;$$

- полученное значения  $m_n$  округляют до ближайшего большего по стандарту;

- из формул  $\frac{z_2}{z_1} = U$ ;  $A = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2)$  определяют числа зубьев  $z_1$  и

$z_2$ , которые округляют до ближайших целых чисел;

- определяют  $d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1$  и  $d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2$ ;

7,б. Задаются числом зубьев шестерни  $z_1 = 18 \dots 22$ ;

- вычисляют  $z_2 = z_1 \cdot U$ ;

- определяют модуль из выражения

$$m_n = \frac{2A \cos \beta}{z_1 + z_2};$$

- полученное значение модуля округляют до ближайшего стандартного;

- определяют диаметры колес и межосевое расстояние по формулам, приведенным в п.7,а.

8. Определяют ширину колес  $b = \psi_A \cdot A$ ;

9. Проводят проверочный расчет на контактную прочность. Этому расчету предшествует уточнение значений коэффициентов, входящих в расчетную формулу. По результатам этого расчета может быть уточнена термообработка колес.

10. Проверочный расчет на изгиб.

Пример 16. 1. Рассчитать быстроходную ступень двухступенчатого редуктора (рис.16.25,а) при следующих данных.

Максимальный вращающий момент на тихоходном валу  $T_{3,\max} = 18,27 \cdot 10^3$  Нм.

Передаточные числа:

- быстроходной ступени  $U_1 = 4,5$ ;

- тихоходной ступени  $U_2 = 3,5$ .

Зубчатые колеса из стали 40Х, закаленные до твердости рабочих поверхностей HRc 45 ... 50.

Шероховатость рабочих поверхностей зубьев - по 7-му классу.

Степень точности - 7-ая.

Нагрузка неререверсивная, гистограмму нагрузки на тихоходном валу см. на рис. 4.24



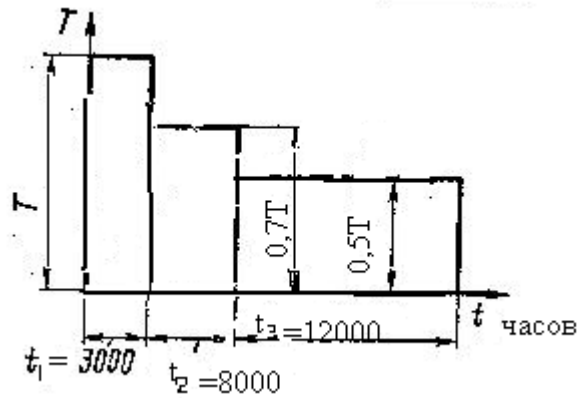


Рис.4.24

Расчетный момент на шестерне быстроходной ступени

$$T_1 = \frac{T_3}{U_1 U_2} = \frac{18,27 \cdot 10^3}{15,75} = 1,16 \cdot 10^3 \text{ Н.м.}$$

Эквивалентное число циклов нагружения шестерни рассчитываемой ступени при расчете на контактную прочность (см. гистограмму нагружения, рис.4.24)

$$N_{HE,1} = 60n_1 \left[ t_1 + t_2 \left( \frac{t_2}{t_1} \right)^3 + t_3 \left( \frac{t_3}{t_1} \right)^3 \right] = 60 \cdot 968 \cdot 10^3 (3 + 8,0,7^3 + 12,0,5^3) = 4,2 \cdot 10^8.$$

Эквивалентное число циклов нагружения колеса первой ступени

$$N_{HE,2} = \frac{N_{HE,1}}{U_1} = \frac{4,2 \cdot 10^8}{4,5} = 9,3 \cdot 10^7.$$

При заданных твердостях стали базовое число циклов нагружения при расчете на контактную прочность

$$N_{H0} = 6,75 \cdot 10^7.$$

Определяем коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность из выражения

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} > 1.$$

Поскольку  $N_{HE} > N_{H0}$ , то для шестерни и для колеса  $K_{HL} = 1$ .

Допускаемое контактное напряжение вычисляем из выражения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} K_{HL} = \frac{965}{1,2} = 804 \text{ МПа.}$$

где  $\sigma_{H0}$  - предел выносливости по контактным напряжениям. При заданной термической обработке колес

$$\sigma_{H0} = 17HRc + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ МПа;}$$

- $S_H$  - запас прочности; при заданной термической обработке  $S_H = 1,2$ .

Принимаем рассчитываемую ступень косозубой с углом наклона зубьев  $\beta = 9^\circ$

Определяем межосевое расстояние передачи по формуле (16.27)

$$A = 42,5(1+U) \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{\psi_A U [\sigma_H]^2}} = 42,5 \cdot 5,5 \sqrt[3]{\frac{1,16 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{0,4 \cdot 4,4 \cdot 5,0 \cdot 8 \cdot 10^6}} = 262 \text{ мм.}$$

где  $K = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$ ; в проектном расчете принимаем  $K = 1,4$

$\psi_A$  - коэффициент ширины ; принимаем  $\psi_A = 0,4$ .

По эмпирической формуле  $m_n = (0,01...0,02)A$  определяем модуль зацепления; принимаем  $m_n = 4,0$  мм.

Вычисляем число зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$  :

$$z_1 = \frac{A \cos \beta}{0,5m_n(1+U)} = \frac{262,0,9877}{2,5,5} = 23,5; \quad z_2 = z_1 \cdot U.$$

Принимаем  $z_1 = 24$  ,  $z_2 = 108$

Уточняем межосевое расстояние  $A = \frac{0,5m_n(z_1 + z_2)}{\cos \beta} = 267,3$  мм

и определяем ширину колеса  $b = \psi_A \cdot A = 107$  мм

Фактическое передаточное число  $U = 108/24 = 4,5$  и диаметры начальных

окружностей колес  $d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = 97,2$ ;  $d_2 = 437,5$  ;  $\psi_d = b / d_1 = 107 / 97 = 1,10$

Теперь уточняем значения коэффициентов:

$K_{H\beta} = 1,18$ ;  $K_{HV} = 1,1$ ;  $K_{H\alpha} = K_{\alpha} = 1 + K_{1\alpha} K_{2\alpha}(n_c - 5) = 1,5$ .

и по формуле(16.25) определяем фактически действующее контактное напряжение

$$\sigma_H = 485 \cos \beta \cdot Z_{\epsilon} \sqrt{\frac{F_t}{b} K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha} \frac{(1+U)}{d_1 \cdot U}} \leq [\sigma_H];$$

где  $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,16 \cdot 10^6}{97,2} = 2,387 \cdot 10^4$  Н.

В результате вычислений получаем  $\sigma_H = 892$  МПа

Этому напряжению соответствует термическая обработка колес в виде закалки т.в.ч. до твердости HRC (50 ...55).

Проводим проверочный расчет передачи на изгиб.

Допускаемое напряжение на изгиб

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL},$$

где  $\sigma_{F0}$  - предел выносливости при изгибе; принимаем  $\sigma_{F0} = 650$  МПа;

$S_F$  - запас прочности; принимаем  $S_F = 1,6$ ;

$K_{FC}$  - коэффициент, учитывающий реверсивность работы передачи ; по условию передача не реверсивная, поэтому  $K_{FC} = 1$ .

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1 \quad \text{- коэффициент долговечности;}$$

$m$  - показатель степени кривой выносливости,  $m = 9$ ;

$N_{F0}$  - базовое число циклов нагружения при изгибных напряжениях,

$$N_{F0} = 4 \cdot 10^6 ;$$

$N_{FE}$  - эквивалентное число циклов нагружения при изгибе,

$$N_{FE} = 60n_1 \left[ t_1 + t_2 \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^9 + t_3 \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^9 \right] = 60 \cdot 967 \cdot 10^3 [3 + 8,0,7^9 + 12,0,5^9] = 1,9 \cdot 10^8.$$

Поскольку  $N_{FE} > N_{F0}$  , то для шестерни и для колеса  $K_{FL} = 1$ .

$$[\sigma_F] = 650 / 1,6 = 406 \text{ МПа.}$$

Вычисляем напряжения изгиба по формуле (16.23) при этом коэффициенты, входящие в расчетную формулу, принимают следующие значения:

$$Y_F = \frac{Y_F}{\cos^3 \beta} = 4,13; Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon} = 0,66; Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 0,93. \text{ при } \varepsilon = 1,6.$$

Примем  $K_{FV} = K_{HV}; K_{F\beta} = K_{H\beta}; K_{F\alpha} = 1,3.$

В результате вычислений получаем  $\sigma_F = 260$  МПа., что меньше допустимого.

## Расчет из условия 95% вероятности неразрушения

.( Приведенные далее зависимости взяты из формул (4.33)...(4.43)).

Случайными величинами считаем коэффициенты, входящие в расчетные формулы и предельные напряжения. Тогда

$$v_V = \frac{(\bar{K}_V - 1)v_c}{2\bar{K}_V} = \frac{0,1 \cdot 0,25}{2 \cdot 1,1} = 0,011$$

где  $v_\Delta = 0,25; \bar{K}_V = K_V = 1,1.$

$$v_\beta = \frac{\bar{K}_\beta - 1}{9\bar{K}_\beta} = \frac{0,18}{9 \cdot 1,18} = 0,017; v_\alpha = \frac{\bar{K}_\alpha - 1}{3\bar{K}_\alpha} = \frac{0,3}{3 \cdot 1,3} = 0,077;$$

$$v_A = \frac{S_A}{\bar{T}_A}; S_A = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{6} = 0,097 \cdot 10^3 \text{ Н.м}; \quad \bar{T}_A = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} = 0,87 \cdot 10^3 \text{ Н.м.}$$

$$v_A = 0,11.$$

Общий коэффициент вариации внешней нагрузки

$$v_K = \sqrt{v_A^2 + v_V^2 + v_\beta^2 + v_\alpha^2} = \sqrt{0,11^2 + 0,011^2 + 0,017^2 + 0,077^2} = 0,115.$$

Коэффициент вариации действующего контактного напряжения

$$v_\sigma = \frac{S_{\sigma,H}}{\bar{\sigma}_H} 0,5 v_K = 0,5 \cdot 0,115 = 0,057,$$

где

$$\bar{\sigma}_H = 0,5(\sigma_{H,\max} + \sigma_{H,\min}) = 0,5(\sigma_{H,\max} + \sigma_{H,\max} \sqrt{0,5}) = 758 \text{ Нм}; \quad S_{\sigma,H} = 0,057 \cdot 758 = 43,6 \text{ К}$$

оэффициент вариации предельного контактного напряжения

$$v_{H,\lim} = \frac{S_{H,\lim}}{\bar{\sigma}_{H0}} = 0,013,$$

$$\bar{\sigma}_{H0} = 0,5(HRC_{\max} + HRC_{\min}) \cdot 17 + 200 = 1092;$$

где

$$S_{H,\lim} = \frac{1}{6}(HRC_{\max} - HRC_{\min}) \cdot 17 = 14,17.$$

Суммарное среднее квадратичное отклонение случайных величин

$$S_{\text{сум}} = \sqrt{S_{\sigma,H}^2 + S_{\sigma,\lim}^2} = \sqrt{43,6^2 + 14,17^2} = 45,8.$$

Определим сначала вероятность разрушения по полученным средним напряжениям.

$$\text{Запас прочности по средним напряжениям} \quad n = \frac{\bar{\sigma}_{H0}}{\bar{\sigma}_H} = \frac{1092}{758} = 1,44.$$

Квантиль искомой вероятности

$$U_p = -\frac{n-1}{\sqrt{(n \cdot v_{H,\lim})^2 + v_\sigma^2}} = -\frac{0,44}{\sqrt{(1,44 \cdot 0,013)^2 + 0,057^2}} = -\frac{0,44}{10^{-2} \cdot 6} = 7,3.$$

Этому квантилю соответствует практически 100% вероятность разрушения, но нам по условию задачи достаточно 95% вероятность разрушения. Тогда допускаемое напряжение, соответствующее этой вероятности при запасе прочности  $n = 1,2$

$$[\sigma_H] = \frac{\bar{\sigma}_{H0} - U_p \cdot S_{H,lim}}{n} = \frac{1092 - 1,64 \cdot 14,17}{1,2} = 890 \text{ МПа.}$$

Если теперь сравнить фактическое контактное напряжение с полученным в настоящем расчете, то видим, что они равны, т.е. расчет из условия 95% надежности не дает возможности уменьшить габариты передачи.

### 16.3 Червячные передачи.

Червячная передача является передачей между перекрещивающимися осями, представляет собой комбинацию зубчатой передачи и винтовой пары, она интересна прежде всего тем, что позволяет реализовать в одной ступени большие передаточные числа. Основным недостатком - сравнительно низкий КПД.

#### Основные параметры передачи

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса (на рис.4.25 дана схема червячной передачи, а сечениями I-I и II-II показана конструкция и основные геометрические параметры.).

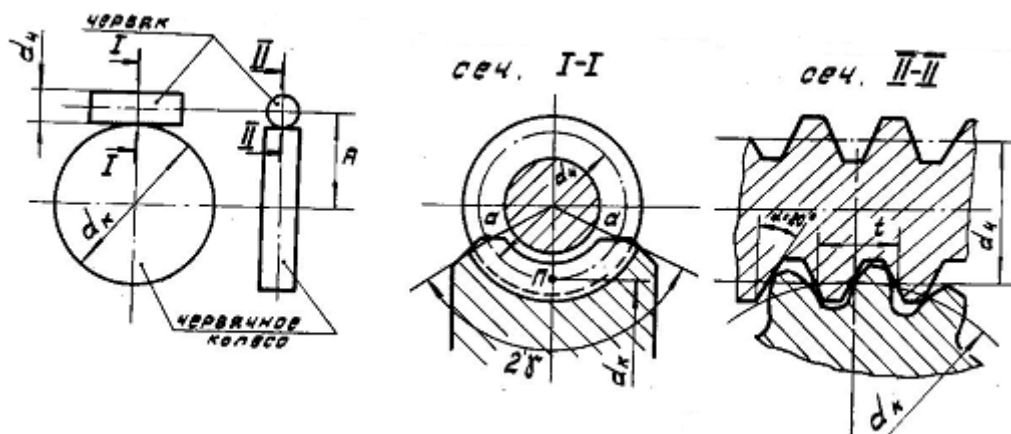


Рис.4.25

$d_ч$  и  $d_к$  - начальные диаметры червяка и колеса;

$t$  - шаг нарезки винтовой линии на червяке;

$S$  - ход нарезки винтовой линии на червяке (Рис.4.26, где показан двухзаходный винт)

$$S = z_1 t = z_1 \pi m_s,$$

где  $z_1$  - число заходов резьбы червяка ;

$m_s$  - осевой модуль зацепления, он равен торцевому модулю ( понятие осевого модуля относится к червяку, а торцевого модуля - к колесу в сечении I-I рис.4.25).

С другой стороны  $S = \pi d_ч \cdot \text{tg} \lambda,$

где  $\lambda$  - угол подъема винтовой линии на червяке.

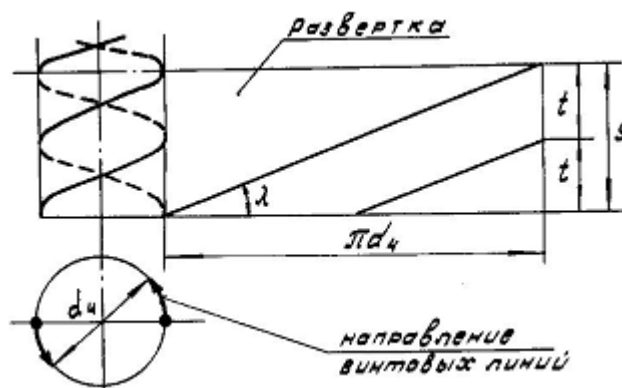


Рис.4.26

Коэффициент полноты червяка

$$q = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \lambda} = \frac{d_ч}{m_s}$$

В червячной передаче осевой ( торцевой ) модуль  $m_s$  и коэффициент полноты червяка  $q$  являются стандартными величинами. Это сделано для того, чтобы ограничить номенклатуру инструмента для нарезания зубьев червячной передачи.

Кинематические зависимости.

Рассмотрим составляющие скорости точки П боковой ( рабочей ) поверхности зуба червяка (рис.4.27). Если угловая скорость вращения червяка задана, то окружная скорость на начальном диаметре червяка равна

$$v_ч = \omega_ч \frac{d_ч}{2}$$

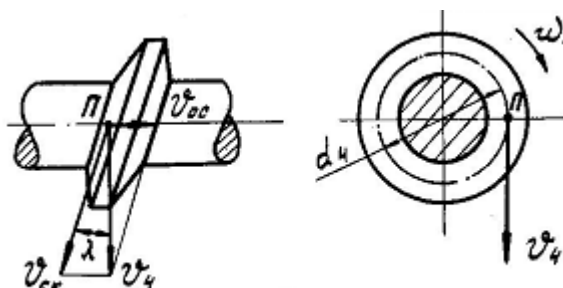


Рис.4.27

Разложим эту скорость на две составляющие:

- по поверхности зуба в точке П - это скорость скольжения

$$v_{ск} = \frac{v_ч}{\cos \lambda};$$

вдоль оси червяка

$$v_{ос} = v_ч \operatorname{tg} \lambda.$$

Поскольку угол  $\lambda$  мал, то скорость скольжения мало отличается от окружной скорости. Эта особенность червячных передач приводит к снижению их КПД. В большинстве силовых червячных передачах КПД  $\eta = 0,75 \dots 0,85$ . Для повышения КПД передачи и уменьшения ее износа в червячных передачах применяют антифрикционные пары трения. Например, зубья колеса изготавливают из бронзы, а червяк делают стальным.

Если рассматривать точку П как точку касания зубьев колеса и червяка в полюсе зацепления, то

$$v_{oc} = v_k = \omega_k \frac{d_k}{2},$$

где  $v_k$  и  $\omega_k$  - окружная и угловая скорости колеса ( на рис.16.32 не показаны). Тогда передаточное число червячной передачи

$$U = \frac{\omega_q}{\omega_k} = \frac{d_k}{d_q \cdot \operatorname{tg} \lambda} = \frac{z_k}{q \cdot \operatorname{tg} \lambda} = \frac{z_k}{z_1}, \quad (4.46)$$

где  $z_k$  - число зубьев на колесе.

В червячных передачах передаточное число в одной ступени обычно равно 15 ...30, а в кинематических передачах может доходить до 300.

### **КПД червячной передачи.**

Общий КПД передачи вычисляется как произведение

$$\eta = \eta_{\text{винта}} \eta_{\text{зуб}} \eta_{\text{пер}},$$

где  $\eta_{\text{винта}}$  - КПД винта;

$\eta_{\text{зуб}}$  - КПД зубчатой передачи;

$\eta_{\text{зуб}}$  - учитывает потери на трение в опорах и перемешивание масла. Можно принять  $\eta_{\text{зуб}} \eta_{\text{пер}} = 0,95$ , тогда из изложенного о КПД винтовой пары имеем

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} (\lambda + \rho)}, \quad (4.47)$$

где  $\rho$  - угол трения.

Повышения КПД червячной передачи можно достигнуть применяя многозаходные червяки ( это позволяет увеличить угол  $\lambda$  ) и применяя антифрикционные пары трения и обильную и специальную противозадирную смазку ( это уменьшает угол трения.) Также как винтовая пара червячная передача может обладать свойством самоторможения, это значит, что такую передачу можно вращать только со стороны червяка. Самотормозящиеся червячные передачи делают однозаходными и их КПД  $\eta < 0,50$ .

В ориентировочных расчетах, например на начальных стадиях проектного расчета передачи, можно для определения КПД пользоваться эмпирической формулой

$$\eta = 0,90 \left( 1 - \frac{U}{200} \right). \quad (4.48)$$

### **Силы в зацеплении червячной передачи.**

При определении сил, действующих в зацеплении и направленных по осям передачи, должны быть известны:

$T_q$  и  $T_k$  - вращающие моменты на червяке и на колесе (связь между ними см. ниже);

$d_q$  и  $d_k$  - начальные диаметры червяка и колеса.

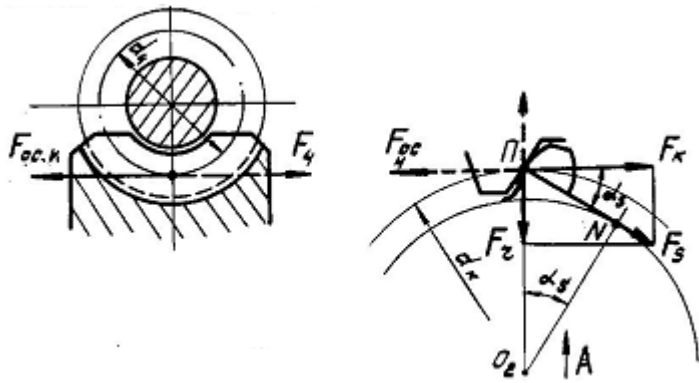


Рис.4.28

Считается, что силы приложены в полюсе зацепления. Тогда (рис.16.33)

- окружная сила на червяке

$$F_{ч} = \frac{2T_{ч}}{d_{ч}};$$

окружная сила на колесе

$$F_{к} = \frac{2T_{к}}{d_{к}};$$

радиальная сила

$$F_r = F_{к} \cdot \operatorname{tg} \alpha_s,$$

где  $\alpha_s$  - угол зацепления в торцевом сечении,  $\alpha_s = 20^\circ$ ,  
равнодействующая сил  $F_{к}$  и  $F_r$

$$F_s = \frac{F_{к}}{\cos \alpha_s}.$$

Ввиду малости угла  $\lambda$  сила  $F_s = F_n$ , где  $F_n$  - нормальная сила в зацеплении.  
Непосредственно из рис.16.33 имеем

$$F_{к} = F_{ос.ч}; \quad F_{ч} = F_{ос.к}$$

где  $F_{ос.ч}$  и  $F_{ос.к}$  - осевые силы, действующие на червяк и на колесо.

Более полное разложение сил получим, если рассмотрим силы, действующие в точке П червяка. Для этого изобразим вид на точку П по стрелке А (см. рис.4.28) и далее сделаем

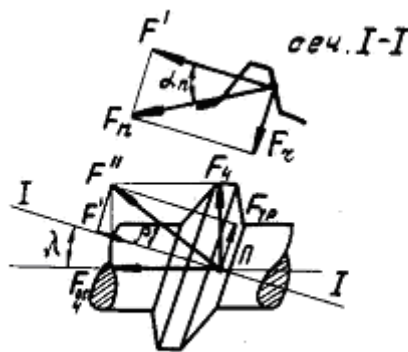


Рис.4.29

сечение, нормальное к поверхности зуба червяка в точке П (сеч. 1-1 на рис.4.29). В этом разложении сил показана сила трения

$F_{тр}$ , действующая на поверхности скольжения и нормальная сила  $F_n$ .  
Непосредственно из рис 16.34 имеем:

$$F' = F_n \cos \alpha_n,$$

где  $\alpha_n$  - угол зацепления в нормальном сечении,  $\alpha_n \approx \alpha_s \approx 20^\circ$ .

Радиальная сила

$$F_r = F' \operatorname{tg} \alpha_n; \quad F'' = \frac{F'}{\cos \rho};$$

Осевая сила червяка

$$F_{ос.ч} = \frac{F''}{\cos(\lambda + \rho)} = \frac{F_q}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)},$$

где  $F_q$  - это единственная заданная сила в настоящем разложении, она определяется по заданным  $T_q$  и  $d_q$ .

Связь между вращающимися моментами на колесе  $T_K$  и червяке  $T_q$  :

Из приведенных выше формул имеем

$$T_K = T_q \frac{d_K}{d_q \operatorname{tg}(\lambda + \rho)},$$

однако

$$\frac{d_K}{d_q} = \frac{z_K \operatorname{tg} \lambda}{z_1} = U \operatorname{tg} \lambda,$$

и окончательно

$$T_K = T_q U \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} = T_q U \eta_{\text{внут}} \quad (4.49)$$

## Причины разрушения червячных передач.

Наблюдаются следующие виды разрушения передач:

- излом зуба колеса (чаще всего после его утонения в результате износа);
- заедание - разрушение поверхности в результате интенсивного износа при разрыве масляной пленки;
- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев
- пластическое разрушение рабочей поверхности зуба колеса (появление на поверхности зуба вмятин).

## Виды расчета червячных передач.

Червячные передачи рассчитывают:

- на изгибную прочность зуба колеса, поскольку этот зуб изготовлен из антифрикционного материала (бронзы, латуни и др.) и потому менее прочный, чем зуб стального червяка;
- на контактную прочность, аналогично расчету зубчатых передач;
- на нагрев с целью ограничить в заданных пределах температуру масла и тем самым гарантировать отсутствие перегрева передачи и ее заедания.

## Расчет на изгиба червячного колеса.



Червячное колесо рассматривается как косозубое цилиндрическое колесо, в котором зуб имеет специфическую форму. Применительно к этому случаю входящие в формулу для расчета косозубых передач величины принимают следующие значения:

- коэффициент формы зуба  $Y_F$  выбирается по эквивалентному числу зубьев колеса

$$z_{ЭКВ} = \frac{z_K}{\cos^3 \lambda};$$

- напряжения изгиба уменьшают в 1,4 раза, поскольку зуб колеса имеет форму, которая увеличивает его изгибную прочность;

- коэффициент  $Y_\beta \approx \cos \lambda \approx 1$ , поскольку угол наклона зуба мал;

- коэффициент  $Y_\epsilon = 1 / (\epsilon K_\epsilon)$  учитывает суммарную длину контактных линий; для червячных передач коэффициент перекрытия  $\epsilon \approx 2$ , а коэффициент учитывающий колебания суммарной длины контактных линий  $K_\epsilon = 0,75$ , поэтому  $Y_\epsilon = 0,67$ ;

- коэффициент распределения нагрузки по зубьям  $K_{F\alpha} = 1$ , поскольку отсутствуют достоверные данные;

- коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба  $K_{F\beta} = 1$ , поскольку в червячных передачах зубья колеса хорошо прирабатываются. При более точном расчете коэффициент  $K_{F\beta}$  рассматривают как функцию прогиба червяка под действием приложенных сил;

- динамический коэффициент принимают  $K_{FV} = 1$ , поскольку червячные передачи отличаются плавностью и бесшумностью работы. Этот коэффициент в данном расчете заменяют коэффициентом качества изготовления, который учитывается в зависимости от окружной скорости на колесе. При  $V_K \leq 3$  м / с  $K_{FV} = 1$ .

При отсутствии достоверных данных можно принять  $K_{FV} K_{F\beta} = 1,0 \dots 1,3$ .

В червячной передаче за длину зуба  $a$  принимается длина дуги  $a_{Па}$  (рис.4.30) по начальной окружности червяка.

$$a = \pi d_q \frac{2\gamma^\circ}{360} \approx 0,87 d_q,$$

где угол  $2\gamma$  - см. на рис.4.30.

Приняв в формуле(4.23)  $m_n = m_s$  после подстановки оговоренных величин и преобразований окончательно получаем формулу для проверочного расчета

$$\sigma_F = 0,75 Y_F \frac{F_K \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{d_q m_s} \leq [\sigma_F]. \quad (4.50)$$

## Расчет на контактную прочность.

Червячная передача рассматривается как зацепление косозубого цилиндрического колеса с рейкой, которой представляется червяк в осевом сечении (рис.16.30). Расчетное контактное напряжение определяется в полюсе зацепления по формуле Герца. При этом радиус кривизны боковой поверхности рейки  $\rho_1 = \infty$ , а приведенный модуль упругости

$E_{ПР} = 1,27 \cdot 10^5$  МПа, поскольку червяк стальной, а зуб колеса бронзовый и его модуль упругости  $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$  МПа.

В расчете принимается  $Q = F_S = F_K / \cos \alpha_s$ , т.к сила  $F_S$  мало отличается от нормальной силы. Ширина колеса принимается также как при расчете на изгиб, т.е  $b = 0,87 d_q$ .

Подставив вышеприведенные значения в формулу Герца, а также приняв

$K_{H\beta} = K_{F\beta}$  и  $K_{HV} = K_{FV}$ , получаем

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{2T_K \cdot 1,27 \cdot 10^5 \cdot 2 \cos^2 \lambda \cdot K_{H\beta} K_{HV}}{d_K \cdot \cos \alpha_s \cdot d_K \cdot \sin \alpha_s \cdot 0,87 d_q}}$$

Приняв  $\cos^2 \lambda = 0,95$ ;  $\cos \alpha_s = 0,94$ ;  $\sin \alpha_s = 0,34$ , после преобразований получаем формулу для проверочного расчета червячных передач на контактную прочность

$$\sigma_H = \frac{545}{d_K} \sqrt{\frac{T_K \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_q}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.51)$$

Формула для проектного расчета червячных передач на контактную прочность получаем, если выразить начальные диаметры колеса и червяка через межосевое расстояние передач и параметры зацепления :

$$d_K + d_q = 2A;$$

$$d_K = d_q z_K / q; \quad d_q = \frac{2A}{\left(\frac{z_K}{q} + 1\right)},$$

где  $A$  - см. на рис.16.30,  $d_K = m_s z_K$ ;  $d_q = q m_s$ .

Подставив формулы для  $d_K$  и  $d_q$  в формулу (16.51), после преобразований имеем

$$A = 33,4 \left(\frac{z_K}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{T_K \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\left(\frac{z_K}{q} [\sigma_H]\right)^2}}. \quad (4.52)$$

Допускаемые напряжения (в МПа) при расчете червячных передач рекомендуется определять из следующих эмпирических зависимостей. В приводимых ниже зависимостях предполагается, что червяк изготовлен стальным, а допускаемое напряжение зависит от материала колеса.

При расчете на контактную прочность.

Материал колеса:

- оловянистая бронза

$$[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,90) \sigma_B C_V \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

где  $\sigma_B$  - предел прочности;

$N_{HE}$  - эквивалентное число циклов нагружения,  $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$ ;

$C_V$  - коэффициент, учитывающий износ в зависимости от скорости скольжения в передаче  $V_{СК}$ ;

---

$V_{СК}$ м / с	1	5	8
$C_V$	1,3	0,95	0,8

- безоловянистая бронза

$$[\sigma_H] = (300 \dots 275) \dots 25 V_{СК};$$

- чугун, материал червяка подвержен закалке

$$[\sigma_H] = 200 \dots 35 V_{СК};$$

- материал червяка подвержен улучшению.

$$[\sigma_H] = 175 \dots 35 V_{СК}.$$

При расчете на изгиб.

Материал колеса

$$\text{- бронза } [\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}};$$

$$\text{- чугун } [\sigma_F] = 0,22\sigma_{BU},$$

где  $\sigma_{BU}$  - предел прочности чугуна при изгибе. При реверсивной работе передачи  $[\sigma_F]$  дополнительно умножается на 0,8.

### Расчет червячных передач на нагрев.

Этот расчет заключается в составлении уравнения теплового баланса, который имеет вид

$$W_1 = W_2,$$

где  $W_1$  - количества теплоты, генерируемой червячной передачей в секунду в результате потерь мощности, Вт.

$$W_1 = 10^3 (1 - \eta) P,$$

где  $\eta$  - КПД червячной передачи;

$P$  - мощность на червяке.

$W_2$  - количество теплоты, отводимой корпусом червячного редуктора в окружающую среду в результате теплопередачи и теплоизлучения за секунду

$$W_2 = K(t_M - t_0)S,$$

где  $S$  - площадь поверхности корпуса; если корпус оребрен, то учитывают 50% площади поверхности ребер. В ориентировочных расчетах можно принять

$$S \approx 20 \cdot A^{1,7}, \text{ где } A \text{ - межосевое расстояние в червячной передаче;}$$

$t_M$  и  $t_0$  - температура масла и окружающей среды, °C

$K$  - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°C),  $K = 12 \dots 18$ . В случае искусственного обдува  $K = 20$ .

Из уравнения теплового баланса определяется  $t_M$ , при этом должно соблюдаться условие:  $t_M \leq 95$  °C. Если это условие не соблюдается, то следует увеличить площадь поверхности  $S$ , применив оребрение либо применить обдув корпуса, либо, наконец, снизить передаваемую мощность.

### Сведения о глобоидных передачах.

Глобоидная передача отличается от червячной особой формой червяка (рис.4.30).

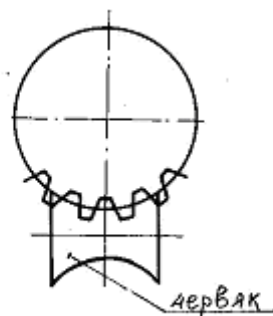


Рис.4.30

В результате в глобоидной передаче большее число зубьев постоянно находится в зацеплении и имеются более благоприятные условия для работы масла в контакте зубьев.

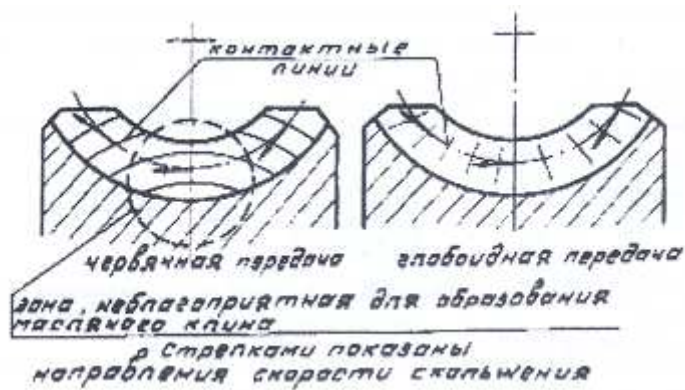


Рис.4.31

На рис.4.31 показаны линии контакта в червячной и глобоидной передачах, а стрелками - направления скорости скольжения. Лучшие условия для разделения трущихся поверхностей слоем масла ( образование масляного клина ) имеют место в том случае, когда направления скорости скольжения перпендикулярно (или близко к нему) к контактной линии. Из рис.4.31. видно, что в червячной передаче имеется зона неблагоприятная для образования масляного клина, в то время как в глобоидной передаче такие зоны отсутствуют. В результате глобоидные передачи обладают большей несущей способностью, чем червячные. Однако, глобоидным передачам присущи и недостатки:

- более сложная технология изготовления;
- более сложная регулировка зацепления;
- при передаче больших вращающих моментов осевая сила, действующая на червяк, создает большую нагрузку на подшипник. В результате этот подшипниковый узел получается больших габаритов.