

РАЗДЕЛ 3. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

ЛЕКЦИЯ 11

Краткое содержание: Передаточные механизмы. Назначение механических передач и их разновидности. Основные силовые и кинематические соотношения для передач вращательного движения. Зубчатые передачи. Виды повреждений зубьев зубчатых колёс.

ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ (ПЕРЕДАЧИ)

Различают передачи: электрические, пневматические, гидравлические, механические. В курсе детали машин изучают механические передачи.

НАЗНАЧЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ И ИХ РАЗНОВИДНОСТИ

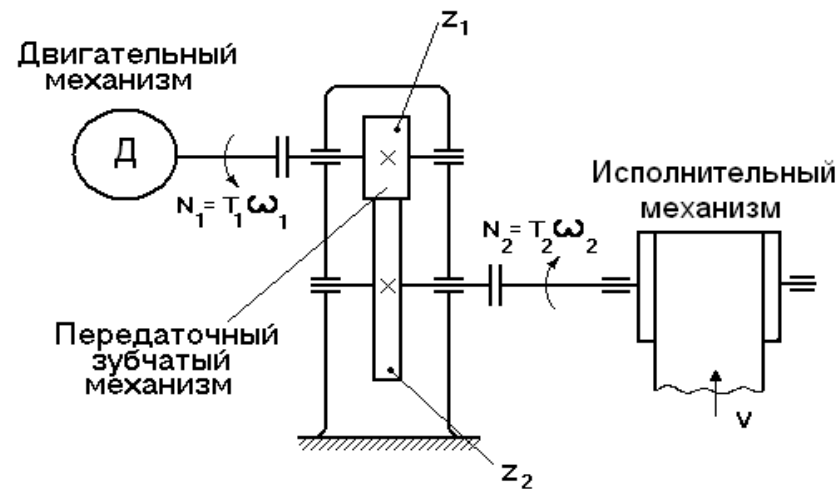


Рисунок 3.1

Назначение:

Механические передачи – предназначены для передачи движения от двигателя к потребителю с изменением угловой скорости ω и вращающего момента T ($N_1 = T_1 * \omega_1 \approx N_2 = T_2 * \omega_2 \approx \text{const}$).

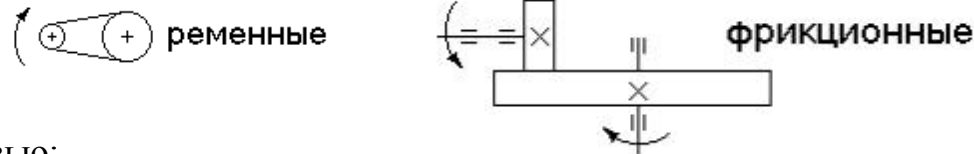
Разновидности:

Передаточный механизм, снижающий угловую скорость и повышающий вращающий момент, называется **редуктором** ($|i_{12}| > 1$).

Передаточный механизм, повышающий угловую скорость со снижением вращающего момента, называется **мультипликатором** ($|i_{12}| < 1$).

По способу передачи движения механические передаточные механизмы бывают:

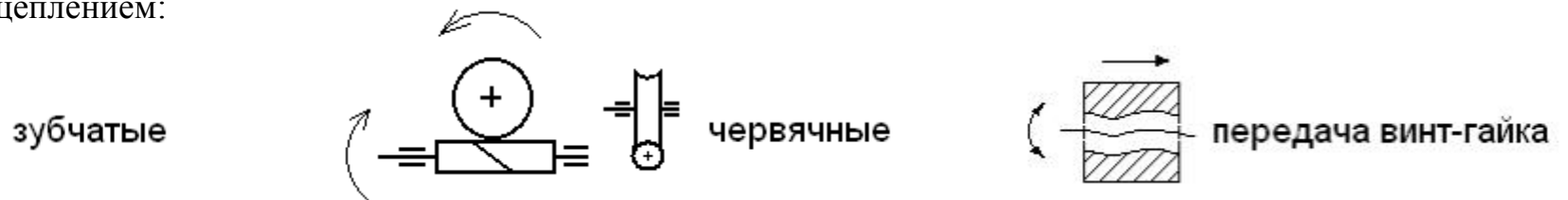
1) передачи трением:



2) передачи гибкой связью:



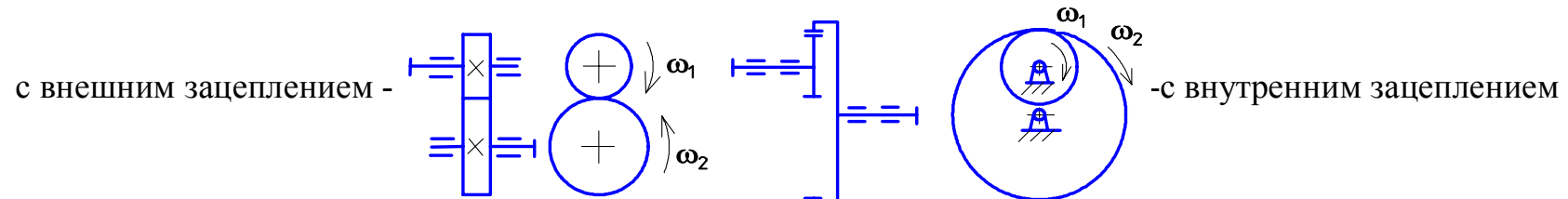
3) передачи зацеплением:



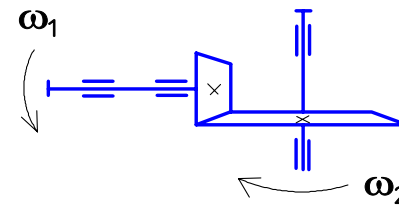
Классификация зубчатых передач:

1) По расположению осей колёс в в пространстве

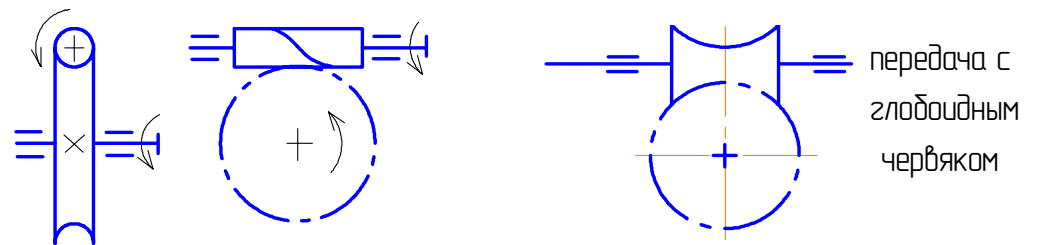
а) цилиндрические передачи (оси колёс параллельны)



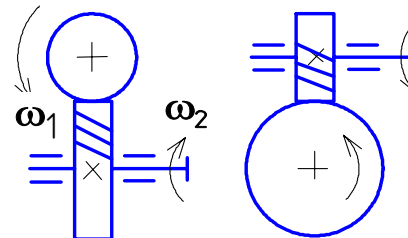
б) конические передачи (оси колёс пересекаются)



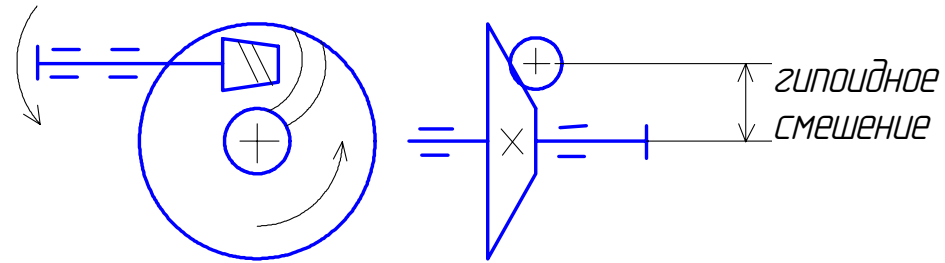
с) червячные передачи (оси колёс скрещиваются)



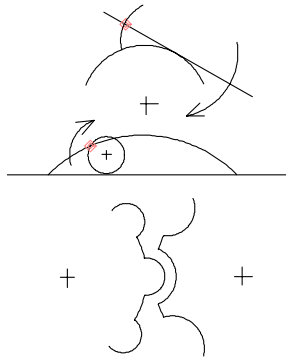
д) винтовые передачи (оси колёс скрещиваются)



е) гипоидные передачи (оси колёс скрещиваются)



2) По форме профиля зуба

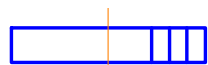


- с эвольвентным профилем (нашли наибольшее распространение);

- с циклоидальным профилем (в начале 19 века);

- с круговым профилем (зацепление Новикова, 1954 год).

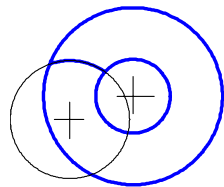
3) По форме линии зуба



- прямозубые;



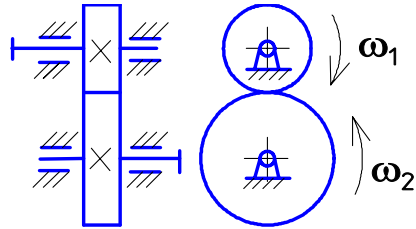
- косозубые (с винтовой линией зуба);



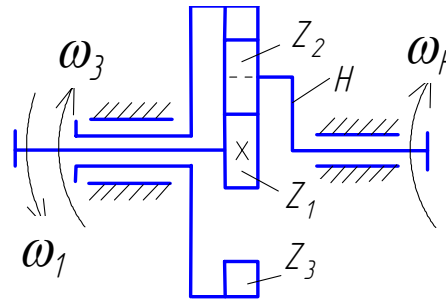
- с круговой линией зуба.

4) По наличию колёс с подвижными осями

а) обычные передачи (оси колёс неподвижные)



б) планетарные (есть колесо с подвижной осью)



1,3 – центральные колёса;
2 – спутник (колесо с подвижной осью);
H – водило (подвижная ось).

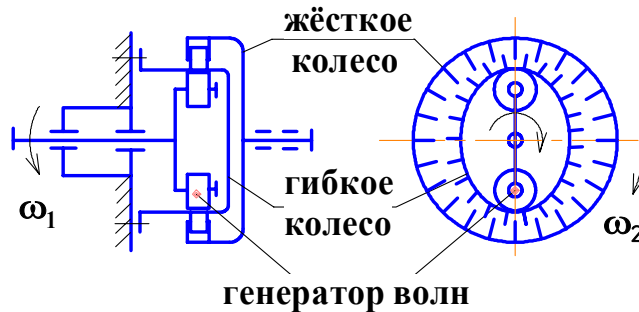
Если центральное колесо 3 остановлено, то $W=1$, и это планетарный зубчатый механизм.

При $W=2$ – дифференциальный механизм.

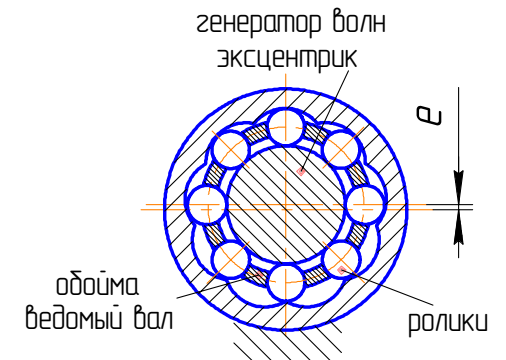
Достоинство планетарного механизма: значительное изменение ω при небольшом количестве колёс и малых габаритах.

5) Волновые передачи

а) с гибким колесом



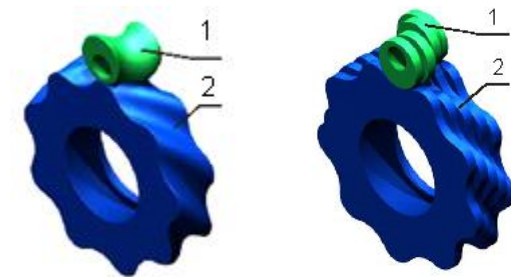
б) с промежуточными телами качения



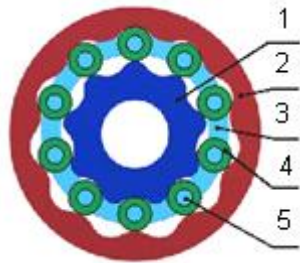
6) Эксцентриково-циклоидальные передачи [6,7]

1 – колесо с одним зубом в виде винтового эксцентрика (профиль зуба в торцовом сечении представляет собой окружность, эксцентрично смещенную относительно оси колеса).

2 – профиль зуба большего колеса в торцовом сечении представляет собой циклоидальную кривую.



7) Планетарно-цевочные (циклоидальные) редукторы [9,10]

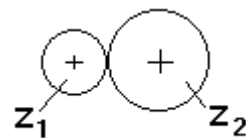


- 1-ведомое колесо с циклоидальными зубьями;
 2-опорное колесо с циклоидальными зубьями;
 3-обойма (сателлит) вращается эксцентриком
 сидящем на ведущем валу;
 4-ролики;
 5-цевки.



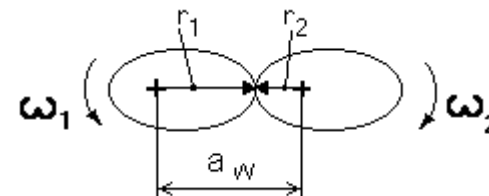
8) Зубчатые передачи бывают:

а) с постоянным передаточным отношением



$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_2}{d_1} = \text{const} = -\frac{Z_2}{Z_1};$$

б) с переменным передаточным отношением



$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{var} = -\frac{r_2}{r_1};$$

$$r_1 + r_2 = a_w = \text{const.}$$

- 9) С помощью передаточного механизма возможно ступенчатое или плавное изменение передаточного отношения (угловой скорости).

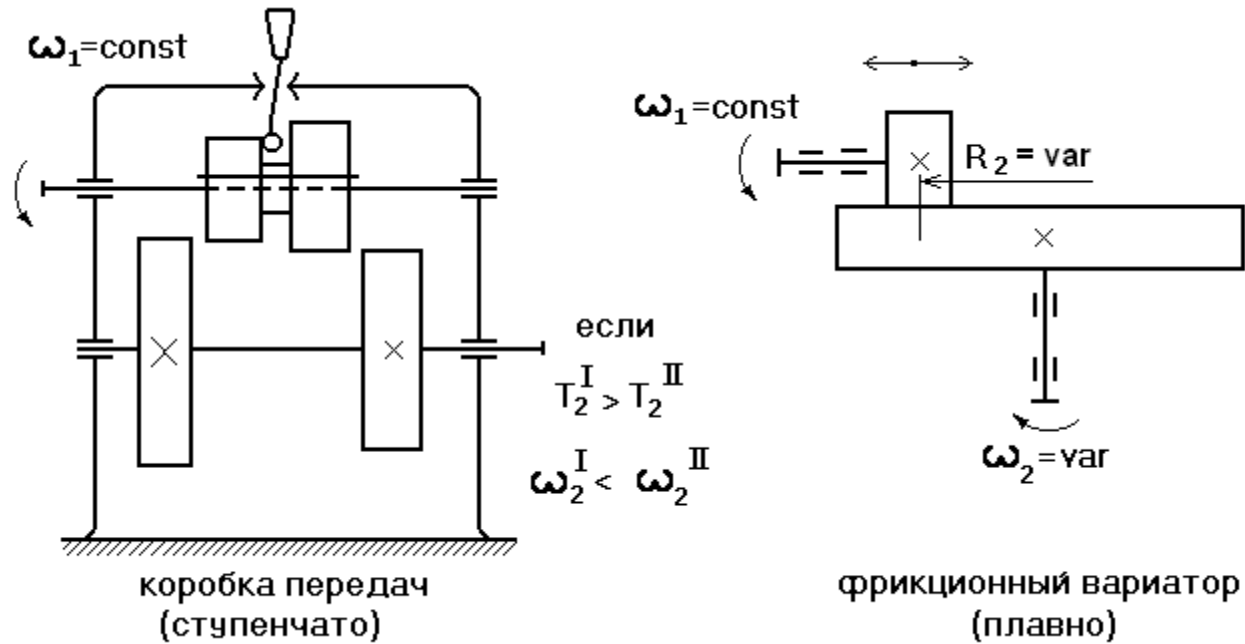


Рисунок 3.2

С помощью коробки передач или фрикционного вариатора можно повысить устойчивость работы двигателя – снижая угловую скорость рабочего органа при потреблении им большого момента и наоборот.

$$N = \uparrow T \cdot \omega \downarrow \approx \text{const}$$

ОСНОВНЫЕ СИЛОВЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ ПЕРЕДАЧ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

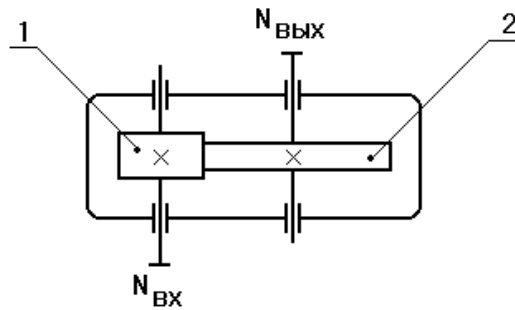


Рисунок 3.3

Обозначим:

N – мощность;
 η – КПД;
 T – вращающий момент;
 z - число зубьев колёс;
 d_w – начальные диаметры колёс.

Известно:

$$U_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$$
 – передаточное число передачи 1-2 - это отношение числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего (всегда ≥ 1);

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_{w2}}{d_{w1}} = -\frac{z_2}{z_1}$$
 – передаточное отношение передачи 1-2 («-»), если колеса с внешним зацеплением зубьев; «+», если колёса с внутренним зацеплением зубьев);

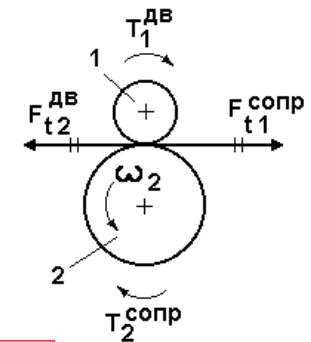
$$\eta_{\text{ред}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{затр}}} = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}} = \frac{N_{\text{потр}}}{N_{\text{дв}}} = \eta_{\text{подш}}^2 \cdot \eta_{\text{зацепл}}$$
 – КПД кинематической цепи редуктора.

Тогда:

1) Связь угловых скоростей на валах:
$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{12}}$$

2) Связь мощностей на валах:
$$N_1 = N_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{подш}}; \quad N_2 = N_1 \cdot \eta_{\text{зацепл12}}; \quad N_{\text{вых}} = N_2 \cdot \eta_{\text{подш}}$$

3) Связь вращающих моментов:
$$T_2 \cdot \omega_2 = T_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_{\text{зацепл12}}; \quad T_2 = \frac{N_2}{\omega_2} = \frac{T_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_{\text{зацепл12}}}{\omega_2} = T_1 \cdot i_{12} \cdot \eta_{\text{зацепл12}}$$



Снижая угловую скорость в i раз, редуктор дает выигрыш во вращающем моменте примерно во столько же раз.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ВИДЫ ПОВРЕЖДЕНИЙ ЗУБЬЕВ КОЛЁС

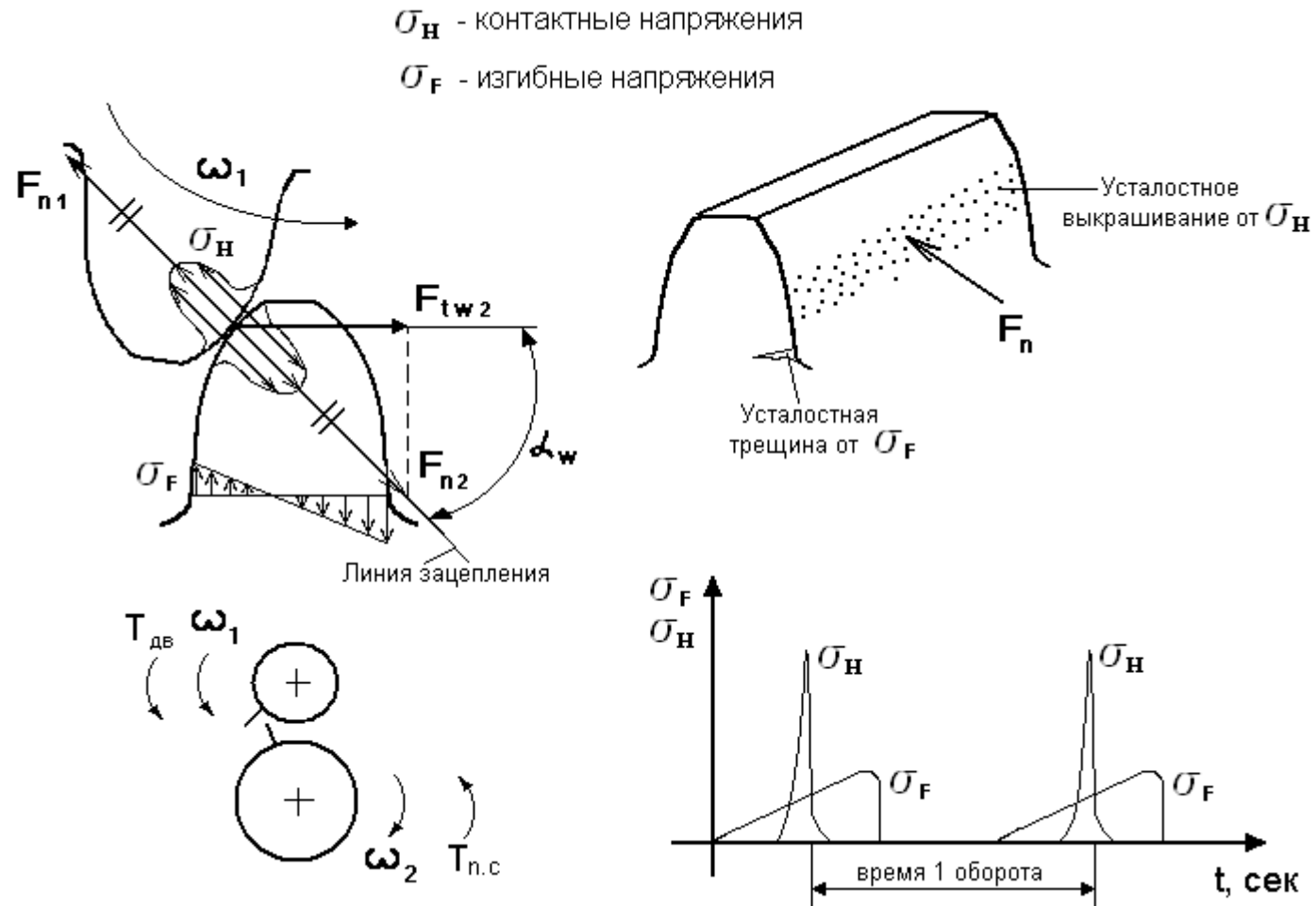


Рисунок 3.4

- 1) **Усталостное выкрашивание поверхности, посередине зуба**, в хорошо смазываемых закрытых передачах под действием циклически изменяющихся контактных напряжений. Повреждение появляется по истечении длительного времени. Для предотвращения усталостного выкрашивания передача рассчитывается на сопротивление контактной усталости зубьев, то есть обеспечивают: $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.
В открытых передачах обильную смазку обеспечить сложно. В зацепление попадает абразивная пыль. Поверхности изнашиваются раньше, чем в них появляются усталостные повреждения. Поэтому в открытых передачах более вероятна усталостная поломка зуба от действия изгибных напряжений σ_F и износ.
- 2) **Усталостная изгибная поломка зуба у ножки** под действием циклически изменяющихся напряжений изгиба σ_F . Проявляется как в закрытых, так и в открытых передачах.
Для предотвращения усталостной поломки зуба передача рассчитывается на сопротивление изгибной усталости зубьев, то есть обеспечивают: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.
- 3) В пусковых режимах и при случайных перегрузках даже при однократном приложении нагрузки возможен **хрупкий излом зуба** от $\sigma_{F \max}$ или пластическое **деформирование или хрупкое разрушение поверхности** от $\sigma_{H \max}$.
Для предотвращения этих повреждений стандартами предусмотрен расчёт на изгибную и контактную прочность при действии максимальной нагрузки: $\sigma_{F \max} \leq [\sigma_F]_{\max}$; $\sigma_{H \max} \leq [\sigma_H]_{\max}$.
- 4) **Заедание** встречается в червячных передачах с парой трения скольжения и в тяжело нагруженных быстроходных передачах. При больших скоростях относительного скольжения $v_{ск}$ и трении в зоне контакта - повышается t^0 и поверхности как бы свариваются с последующим отрывом частиц металла от поверхности.
Так как $t^0 = f(v_{ск})$, для предотвращения заедания обеспечивают: $t^0_{\text{контакта}} \leq t^0_{\text{заедания}}$ или $\sigma_H \leq [\sigma_H]_v$, где $[\sigma_H]_v = f(v_{ск})$.
- 5) **Абразивный износ**.
- 6) **Скалывание боковых кромок в коробках передач**.

ЛЕКЦИЯ 12

Краткое содержание: *Усилия в зацеплении прямозубых цилиндрических колес и расчётная нагрузка. Определение расчётного контактного напряжения на поверхности зуба прямозубого колеса в полюсе зацепления.*

УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС И РАСЧЁТНАЯ НАГРУЗКА

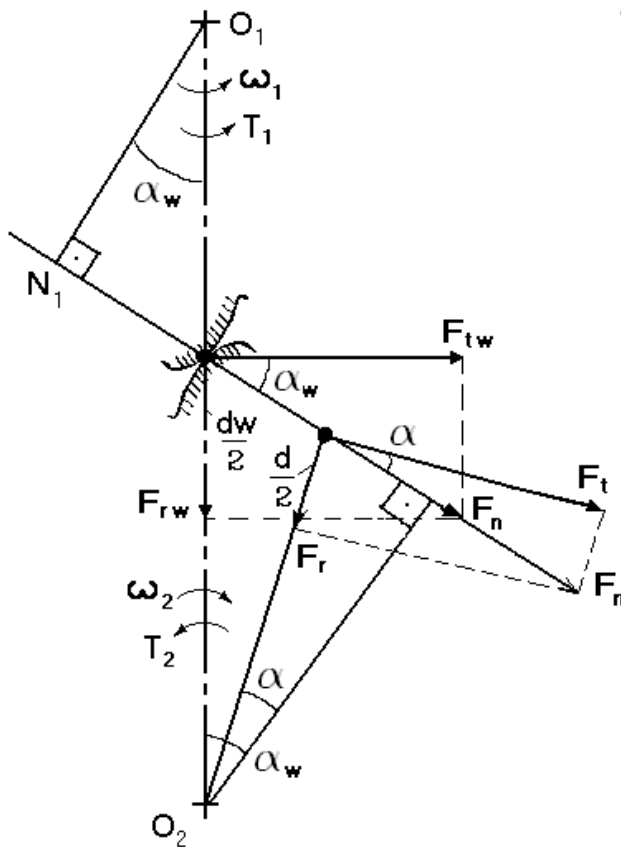
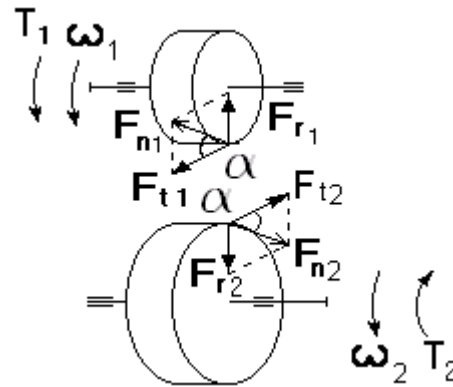


Рисунок 3.5



F_n – нормальная к эвольвентным профилям сила.

Для практических расчётов эту силу удобнее раскладывать на две составляющие:

$$\bar{F}_n = \bar{F}_{tw} + \bar{F}_{rw} = \bar{F}_t + \bar{F}_r.$$

где F_{tw} , F_{rw} – окружная и радиальная силы на начальном диаметре.

$$F_{t1} \frac{2T_1}{d_1} \approx F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

- **окружная** составляющая нормальной силы на делительном диаметре;

$$F_{r1} \approx F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

- **радиальная** составляющая нормальной силы на делительном диаметре;

$$F_{n1} \approx F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha}$$

- **нормальное** усилие в зацеплении колес.

Расчётная нагрузка:

При прочностных расчётах передач, усилие в зацеплении колёс, найденное по номинальному моменту T , завышают на величину коэффициентов нагрузки K_H и K_F .

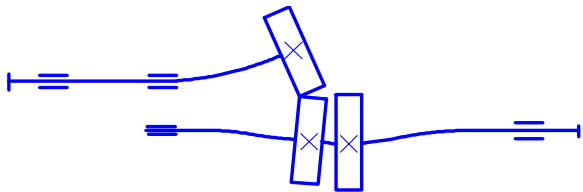
K_H – коэффициент нагрузки при расчёте по контактным напряжениям;

K_F – коэффициент нагрузки при расчёте по изгибным напряжениям.

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_A;$$

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_A;$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий **неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий**.



$K_{H\beta}$ тем больше, чем больше перекос колес (несимметричность относительно опор), чем хуже прирабатываемость колес (разность твердостей), чем шире колёса, чем ниже точность изготовления колёс;

K_{HV} – коэффициент, учитывающий **динамическую нагрузку**, возникающую **в зацеплении** колёс.

K_{HV} тем больше, чем больше скорость зубьев, чем больше погрешность шагов (ударное взаимодействие), чем выше упругие свойства зубьев (твердость);

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий **неравномерность** распределения **нагрузки между зубьями** из-за неточности изготовления колёс;

K_A – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки за пределами зацепления (в основном, **динамичность потребителя**).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЁТНОГО КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ НА ПОВЕРХНОСТИ ЗУБА ПРЯМОЗУБОГО КОЛЕСА В ПОЛЮСЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В основу расчёта положена формула Герца, выведенная для взаимодействия двух цилиндрических поверхностей.

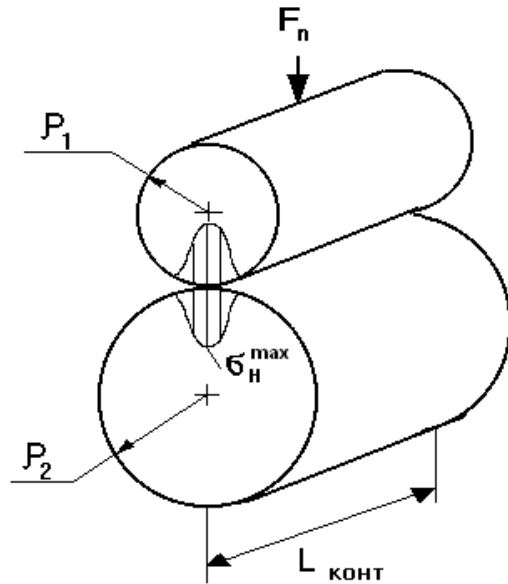


Рисунок 3.6

$$\sigma_H^{\max} = Z_E \sqrt{\frac{F_n}{L_{\text{конт}} \cdot \rho_{\text{вп}}}} \leq [\sigma_H]$$

Формула Герца-Беляева

1) где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес.

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi \cdot (1 - \mu^2)}} = 190 \text{ (МПа)}^{1/2} \text{ для стальных колёс,}$$

где E – модуль упругости ; μ – коэффициент Пуассона.

2) F_n – нормальная к эвольвентным профилям зубьев сила.

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \left| \begin{array}{c} \text{с учётом} \\ \text{коэффициента} \\ \text{нагрузки } K_H \end{array} \right| = \frac{F_t \cdot K_H}{\cos \alpha}.$$

3) $L_{\text{конт}}$ – общая длина контактных линий в зацеплении.

$$L_{\text{конт}} = (1 \dots 2) \cdot b_w = \left| \begin{array}{c} \text{в среднем} \\ \text{экспериментально} \end{array} \right| = \frac{3}{4 - \varepsilon_\alpha} \cdot b_w.$$

4) $\rho_{\text{вп}}$ – приведённый радиус кривизны профилей в полюсе зацепления.

$$\rho_{\text{вп}} = \frac{\rho_{w2} \cdot \rho_{w1}}{\rho_{w2} \pm \rho_{w1}} = \frac{\rho_{w2}}{\frac{\rho_{w2}}{\rho_{w1}} \pm 1}, \quad \text{где } \begin{array}{cc} + & - \\ \odot & \ominus \end{array}$$

В полюсе зацепления W:

$$\rho_{W1} = N_1 W = \frac{dw_1}{2} \cdot \sin \alpha_w ; \quad \rho_{W2} = N_2 W = \frac{dw_2}{2} \cdot \sin \alpha_w . \quad \text{Тогда}$$

$$\rho_{W \text{ ИР}} = \frac{\frac{dw_2}{2} \cdot \sin \alpha_w}{\frac{dw_2}{dw_1} \pm 1} = \frac{dw_2 \cdot \sin \alpha_w}{2 \cdot (u \pm 1)} = \left| \text{но } O_2 N_2 = \frac{dw_2}{2} \cos \alpha_w = \frac{d_2 \cos \alpha}{2} \right| =$$

$$= \frac{d_2 \cos \alpha \cdot \sin \alpha_w}{2 \cos \alpha_w (u \pm 1)} = \frac{d_2 \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{2 \cdot (u \pm 1)} .$$

Подставляя в формулу Герца выведенные для колёс параметры, получим:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{\cos \alpha} \cdot \frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3 \cdot b_w} \cdot \frac{2 \cdot (u \pm 1)}{d_2 \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}} = Z_E \cdot \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}} \cdot \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b_w \cdot d_2}} .$$

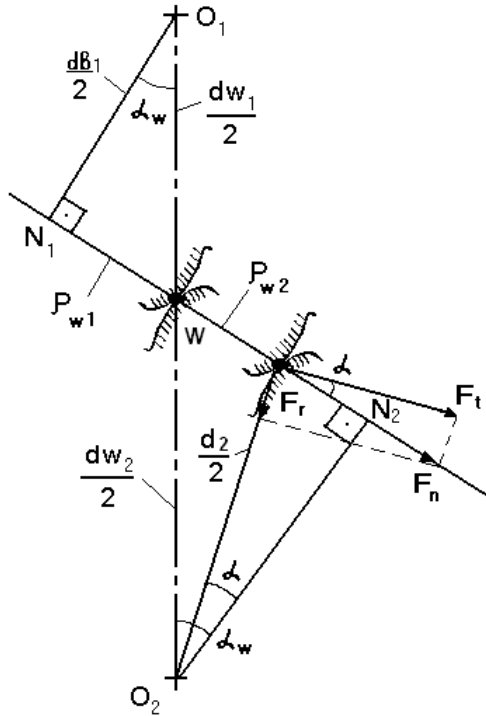


Рисунок 3.7

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b_w \cdot d_2}} \leq [\sigma_H]$$

Формула проверочного расчёта закрытых цилиндрических передач на сопротивление контактной усталости зубьев

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюса зацепления и переход от F_{tw} к F_t . $Z_H = 2,5$ для прямозубых колёс, нарезанных без смещения исходного контура ($X_1 = X_2 = 0$, $\beta = 0$);
 Z_ε – коэффициент, учитывающий одновременную работу нескольких пар зубьев.

Из этой формулы, решая её относительно d_2 или межосевого расстояния a_w , можно получить формулу для проекторочного расчёта из условия сопротивления контактной усталости зубьев. Для этого возведём обе части уравнения в квадрат :

$(Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon)^2 \frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{bw \cdot d_2} \leq [\sigma_H]^2$. Подставляя в формулу вместо: $F_t \rightarrow \frac{2T_1}{d_1}$, $K_H \rightarrow K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} \cdot K_A$, $d_2 \rightarrow d_1 \cdot u$,

$d_1 \rightarrow \frac{2aw}{u \pm 1}$, обозначив $\Psi_{ва} = \frac{bw}{aw}$ - относительная ширина колеса, и приняв вспомогательный коэффициент K_a

$$K_a = 10 \sqrt[3]{\frac{(Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon)^2}{2} \cdot \underbrace{K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_A}_{1,3}} \approx 495, \text{ окончательно получим}$$

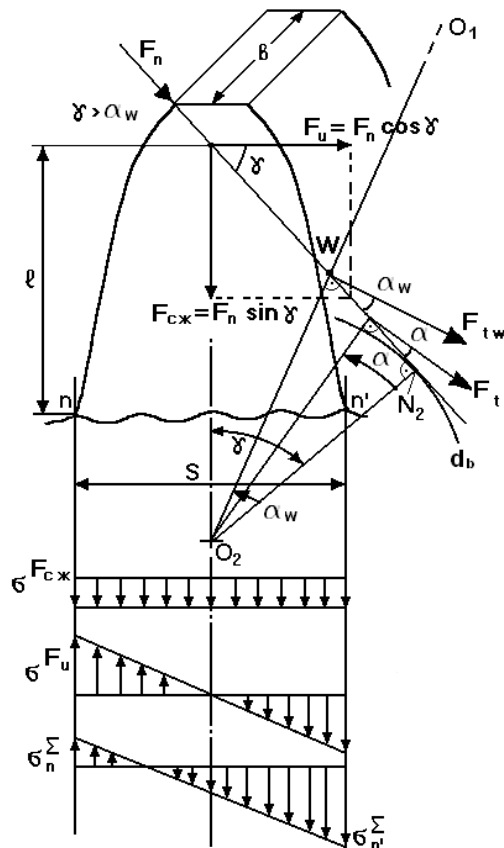
$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \Psi_{ва}}}$$

Формула проектировочного расчёта цилиндрической передачи из условия сопротивления контактной усталости зубьев

ЛЕКЦИЯ 13

Краткое содержание: *Определение напряжения изгиба в опасном сечении на переходной поверхности зуба колеса цилиндрической прямозубой передачи. Определение допускаемых напряжений при расчёте зубчатых передач на сопротивление контактной и изгибной усталости зубьев.*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ НА ПЕРЕХОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЗУБА КОЛЕСА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ



- 1) Выведем формулу для случая ($Y_\varepsilon=1$), когда вся нагрузка F_n приходится на один зуб (худший случай).
- 2) Так как усталостные трещины и разрушение начинаются на растянутой стороне зуба, то на этой стороне и проверяют прочность зуба (в точке n), хотя суммарное напряжение в точке n' больше.

$$F_u = F_n \cdot \cos \gamma; \quad F_{сж} = F_n \cdot \sin \gamma.$$

$$\sigma_n^\Sigma = \sigma_F = \sigma^{F_u} + \sigma^{F_{сж}} = \frac{F_u \cdot l}{W} - \frac{F_{сж}}{S \cdot b} = \frac{F_n \cdot \cos \gamma \cdot l}{b \cdot S^2} - \frac{F_n \cdot \sin \gamma}{b \cdot S} = \left| \begin{array}{l} F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; \\ \text{Умножим } \frac{m}{m} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{6F_t \cdot \cos \gamma \cdot l \cdot m}{\cos \alpha \cdot b \cdot S^2} - \frac{F_t \cdot \sin \gamma \cdot m}{\cos \alpha \cdot b \cdot S \cdot m} = \left| \begin{array}{l} \text{С учётом: } K_F \text{ – коэффициента нагрузки} \\ K_{\text{конц}} \text{ – теоретического коэффициента} \\ \text{концентрации} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot \left(\frac{6 \cos \gamma \cdot l \cdot m}{\cos \alpha \cdot S^2} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{\cos \alpha \cdot S} \right) \cdot K_{\text{конц}} = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon ;$$

Окончательно

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \leq [\sigma_F],$$

Формула для проверочного расчёта цилиндрической передачи на сопротивление изгибной усталости зубьев

где Y_F – коэффициент формы зуба.

$$Y_F = \left(\frac{6 \cos \gamma \cdot l \cdot m}{\cos \alpha \cdot S^2} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{\cos \alpha \cdot S} \right) \cdot K_{\text{конц}} . \text{ Из анализа этой формулы вытекает:}$$

- 1) Так как толщина зуба S и высота l пропорциональны модулю m , то Y_F от m не зависит.
- 2) Чем больше число зубьев Z и коэффициент смещения X , тем больше S и γ (при $m = \text{const}$), а, следовательно, **меньше** Y_F и σ_F .

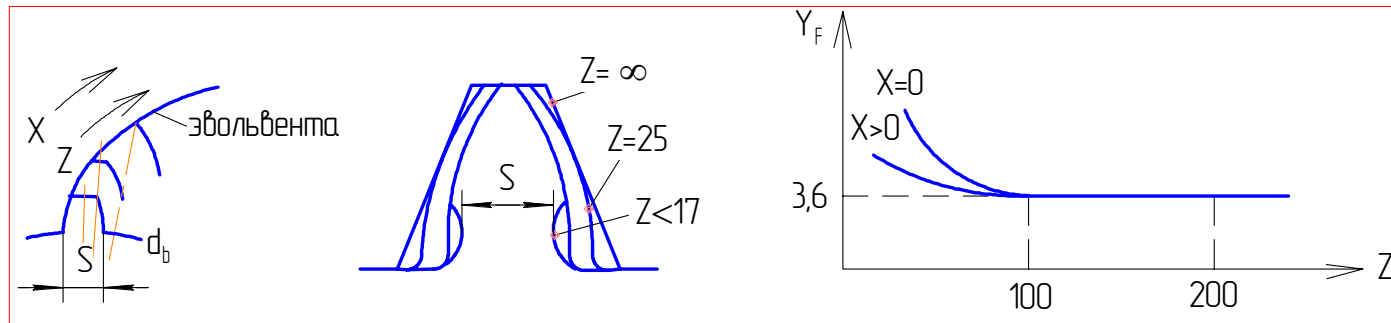


Рисунок 3.8

- 3) Для пары зубчатых колёс: $\frac{\sigma_{F1}}{\sigma_{F2}} = \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \geq 1$, так как $Z_2 > Z_1$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ РАСЧЁТЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ КОНТАКТНОЙ И ИЗГИБНОЙ УСТАЛОСТИ ЗУБЬЕВ

- 1) Число циклов контактных и изгибных напряжений в зубьях колеса за время L_h (при постоянном режиме нагружения и постоянной частоте вращения колеса K):

$$N_{HK} = N_{FK} = 60 L_h \cdot n_K \cdot j_K,$$

где L_h – требуемый ресурс передачи в часах;

n_K – частота вращения колеса, об/мин;

j_K – число вхождений зуба колеса в зацепление за один оборот.

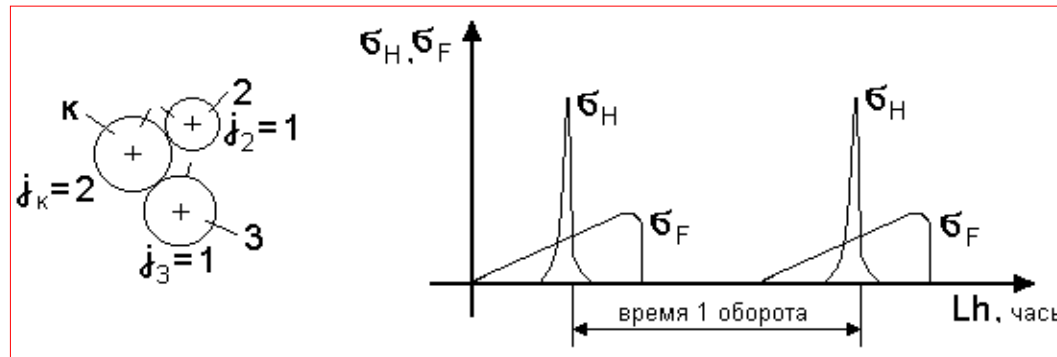


Рисунок 3.9

- 2) Допускаемые напряжения (при числе циклов напряжений N_{HK} и N_{FK}) определяют по формуле:

$$[\sigma_H]_K = \frac{\sigma_{HlimK}}{[S_H]};$$

$$[\sigma_F]_K = \frac{\sigma_{FlimK}}{[S_F]},$$

где $[S_H]$, $[S_F]$ – минимальные коэффициенты запаса сопротивления усталости;

σ_{HlimK} , σ_{FlimK} – пределы контактной и изгибной выносливости материала K -го колеса при числе циклов контактных N_{HK} и изгибных N_{FK} напряжений (это напряжения при циклическом приложении которых N_K раз у 10% образцов появляются признаки усталостного повреждения).

Пределы контактной и изгибной выносливости σ_{HlimK} и σ_{FlimK} для различных материалов определяют экспериментально, в результате испытания образцов и построения кривых усталости.

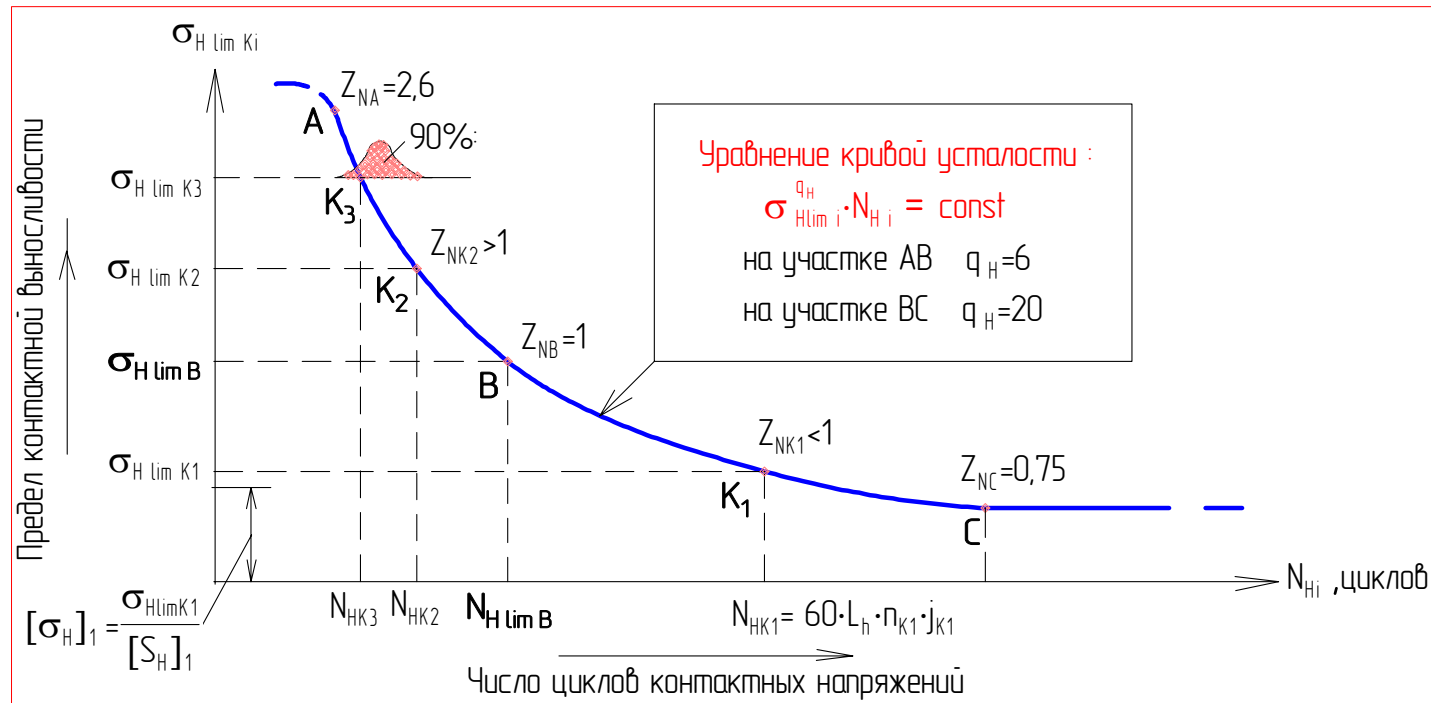


Рисунок 3.10

Для всех сталей уравнение кривой усталости выражается одним и тем же уравнением:

$$\sigma_{Hlim i}^{q_H} \cdot N_{Hi} = \sigma_{Hlim K}^{q_H} \cdot N_{HK} = \sigma_{Hlim B}^{q_H} \cdot N_{Hlim B} = const .$$

Тогда:

$$\sigma_{Hlim K} = \sigma_{Hlim B} \cdot \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim B}}{N_{HK}}} = \sigma_{Hlim B} \cdot Z_{NK} , \quad \text{где} \quad Z_{NK} = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim B}}{N_{HK}}} = \frac{\sigma_{Hlim K}}{\sigma_{Hlim B}} ,$$

где Z_{NK} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы передачи L_h на допускаемое напряжение $[\sigma_H]_K$. Значения $\sigma_{Hlim B}$ и $N_{Hlim B}$ для базовой точки В приводятся в справочниках.

Окончательно, допускаемое контактное напряжение с учётом уточняющих коэффициентов определяется по формуле:

$$[\sigma_H]_K = \frac{\sigma_{H \lim K}}{[S_H]} = \frac{\sigma_{H \lim B} \cdot Z_{NK}}{[S_H]} \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X,$$

где Z_V – коэффициент, учитывающий влияние скорости колеса на допускаемое контактное напряжение ;

Z_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости рабочей поверхности зубьев на допускаемое напряжение ;

Z_X – коэффициент, учитывающий влияние размера колеса на допускаемое напряжение .

Аналогично при расчёте по изгибным напряжениям

$$[\sigma_F]_K = \frac{\sigma_{F \lim K}}{[S_F]} = \frac{\sigma_{F \lim B} \cdot Y_{NK}}{[S_F]} \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_A \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d,$$

где Y_{NK} – коэффициент долговечности при расчёте по изгибным напряжениям;

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зубьев на допускаемое изгибное напряжение ;

Y_X – коэффициент, учитывающий влияние размера колеса на допускаемое напряжение ;

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние на допускаемое напряжение двустороннего приложения нагрузки к зубу колеса;

Y_Z – коэффициент, учитывающий влияние способа получения заготовки на допускаемое напряжение ;

Y_g – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев на допускаемое напряжение;

Y_d – коэффициент, учитывающий влияние на допускаемое напряжение дополнительного упрочнения переходной поверхности зуба.

ЛЕКЦИЯ 14

Краткое содержание: Цилиндрические косозубые передачи: особенности конструкции, достоинства и недостатки. Геометрия косозубых колёс. Коэффициент перекрытия в косозубой передаче. Усилия в зацеплении зубьев косозубых колёс. Особенности расчёта косозубых переда на сопротивление контактной и изгибной усталости зубьев.

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ

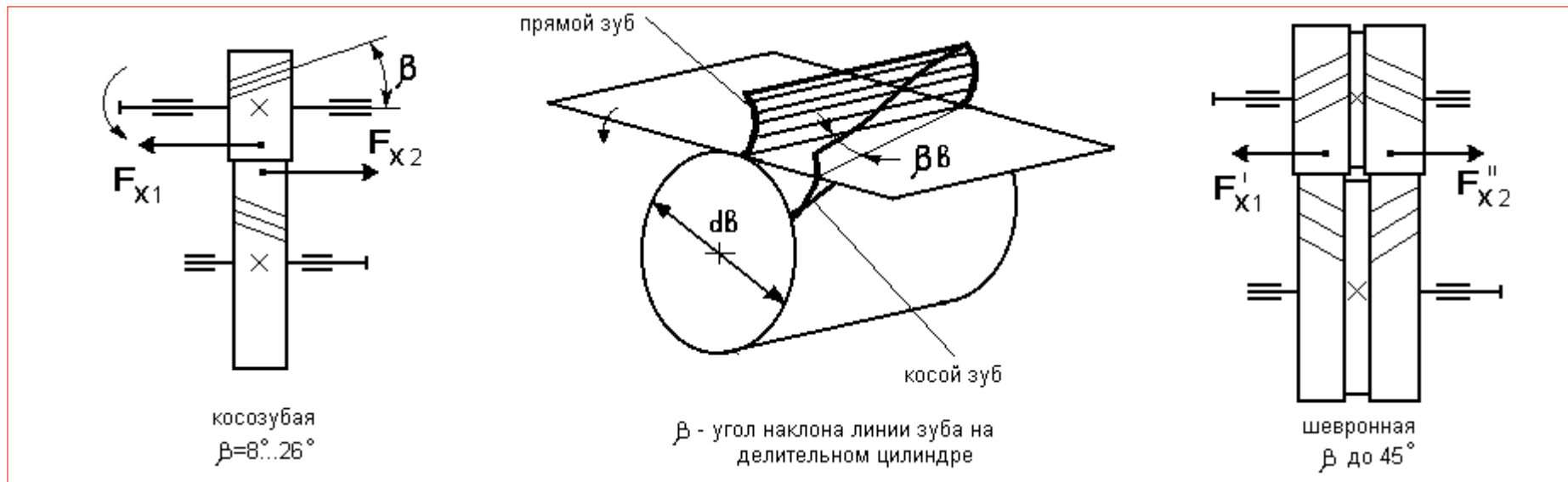


Рисунок 3.11

Достоинства:

- 1) Плавность и бесшумность работы из-за постепенного вхождения зуба в зацепление и большого коэффициента

перекрытия (ε_γ до 6). Поэтому косозубыми делают среднескоростные и высокоскоростные передачи ($V > 5 \dots 10$ м/с).

- 2) Большая нагрузочная способность по контактным и изгибным напряжениям, так как больше длина контактных линий и зуб лучше работает на изгиб из-за наклона опасного сечения.

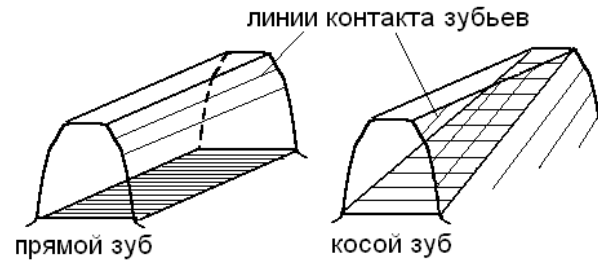


Рисунок 3.12

Недостатки:

- 1) В зацеплении появляется осевая сила.

ГЕОМЕТРИЯ КОСОЗУБЫХ КОЛЕС

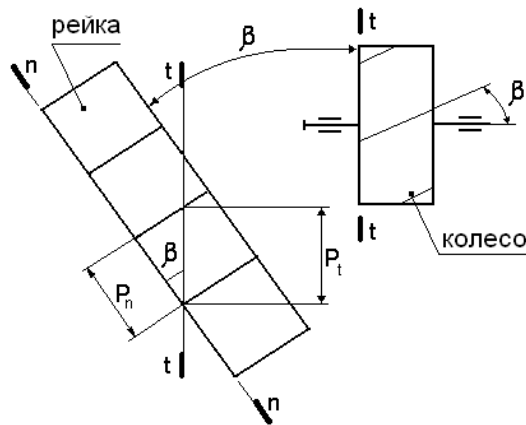


Рисунок 3.13

Косозубое колесо нарезается обычной рейкой, но установленной под углом β к торцу колеса.

а) связь между геометрическими параметрами рейки в нормальном (n-n) сечении и торцовом (t-t).

Все параметры рейки стандартизованы в нормальном сечении n-n:

$$m_n^{\text{ГОСТ}} = \frac{P_n}{\pi};$$

$$\alpha_n^{\text{ГОСТ}} = 20^\circ;$$

$$h_{an}^* = 1,0;$$

$$h_{fn}^* = 1,25;$$

$$c_n^* = 0,25.$$

В торцовом сечении t-t эти параметры зависят от β .

Из рисунка 3.13: $P_t = \frac{P_n}{\cos \beta}$ - торцовый шаг зубьев рейки. Поделив обе части уравнения на π , получим:

$m_t = \frac{m_n^{\text{ГОСТ}}}{\cos \beta}$ - торцовый модуль зубьев рейки.

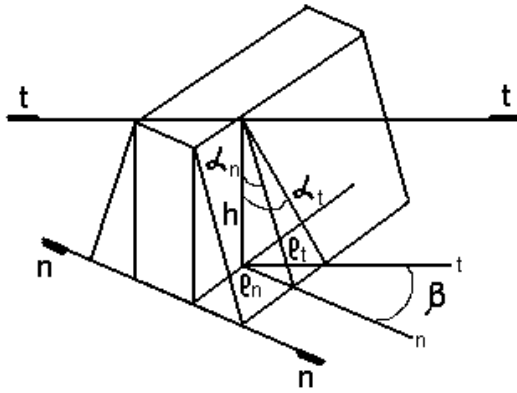


Рисунок 3.14

Из рисунка 3.14: $\text{tg} \alpha_n^{\text{ГОСТ}} = \text{tg} 20^\circ = \frac{l_n}{h}$; $\text{tg} \alpha_t = \frac{l_t}{h}$. Тогда из равенства h получим: $h = \frac{l_t}{\text{tg} \alpha_t} = \frac{l_n}{\text{tg} \alpha_n} = \frac{l_t \cdot \cos \beta}{\text{tg} \alpha_n}$, или $\text{tg} \alpha_t = \frac{\text{tg} \alpha_n^{\text{ГОСТ}}}{\cos \beta}$.

Из равенства: $h_{an} = h_{at}$; $m_n \cdot h_{an}^* = m_t \cdot h_{at}^* = \frac{m_n \cdot h_{at}^*}{\cos \beta}$, или $h_{at}^* = h_{an}^* \cdot \cos \beta$.

Аналогично: $c_t^* = c_n^* \cdot \cos \beta$; $X_t = X_n \cdot \cos \beta$.

б) геометрические параметры косозубых колёс:

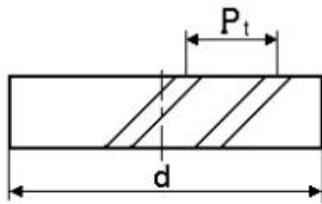


Рисунок 3.15

Из рисунка: $P_t \cdot Z = \pi \cdot d$ или $\frac{P_t}{\pi} \cdot Z = d$.

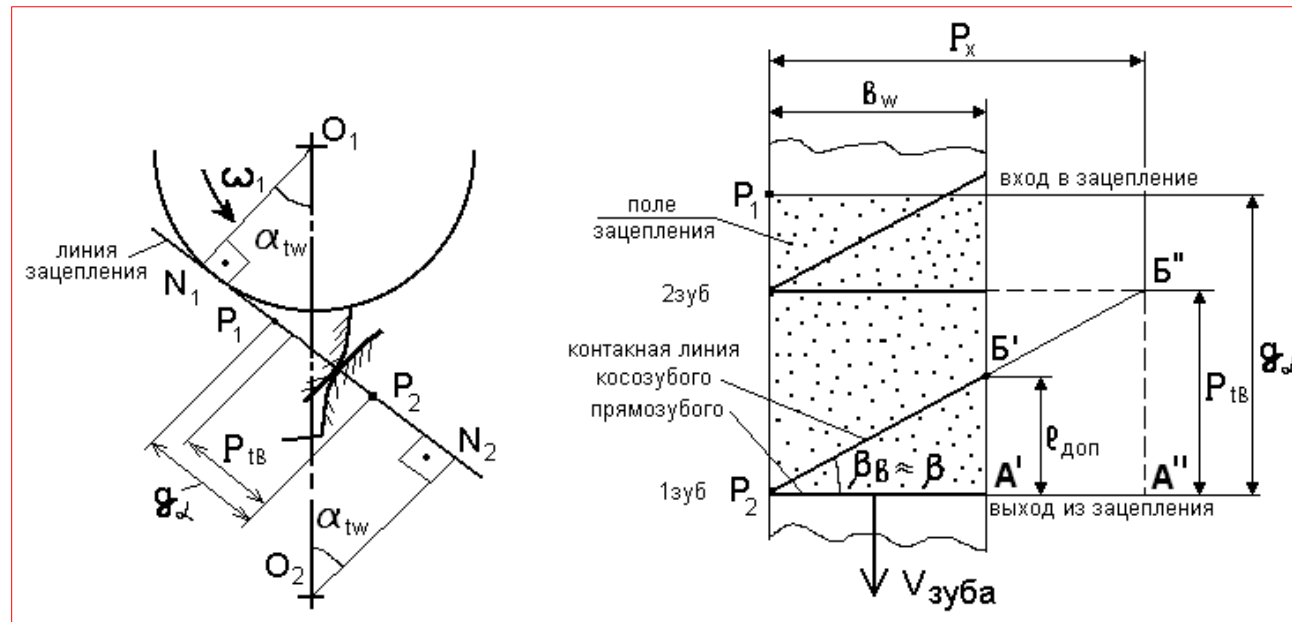
Следовательно, $d = m_t \cdot Z$ - делительный диаметр косозубого колеса.

По аналогии все остальные геометрические параметры косозубых колёс находятся по формулам для прямозубых колёс, только все параметры рейки берутся в торцовом сечении.

Например, межосевое расстояние косозубой передачи:

$$a_w = \frac{m_t \cdot (z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha_t}{2 \cos \alpha_{tw}}$$

КОЭФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ ЗУБЬЕВ В КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧЕ



g_α – длина активной части линии зацепления (ограниченная цилиндрами вершин зубьев);
 P_{tb} – основной окружной шаг зубьев; P_x – осевой шаг зубьев; b_w – рабочая ширина венца.

Рисунок 3.14

Прямой зуб от момента вхождения зуба в зацепление в точке P_1 до выхода из него в точке P_2 проходит путь $P_1P_2 = g_\alpha$, выходя из зацепления сразу по всей длине. В этом случае $\epsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{P_{tb}}$ – коэффициент торцового перекрытия.

Косой зуб проходит путь $g_\alpha + l_{доп}$, тогда

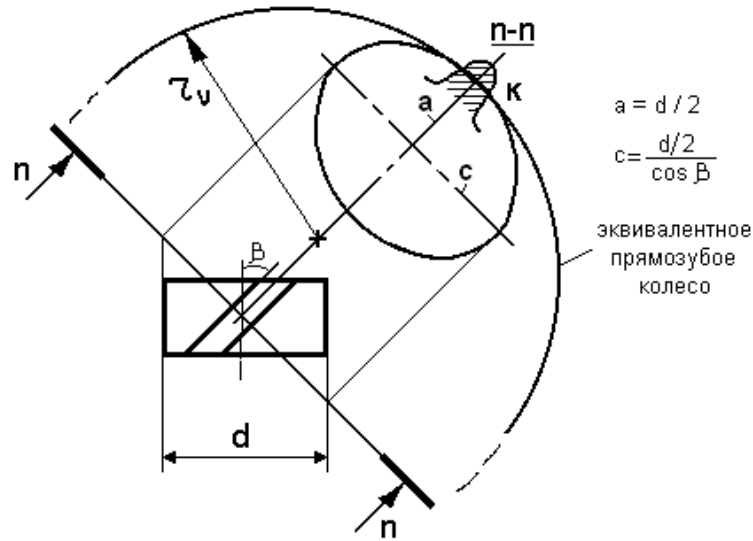
$$\epsilon_\gamma = \frac{g_\alpha + l_{доп}}{P_{tb}} = \frac{g_\alpha}{P_{tb}} + \frac{l_{доп}}{P_{tb}} = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta,$$

коэффициент перекрытия зубьев
в косозубой передаче

где $\epsilon_\beta = \frac{l_{доп}}{P_x} = \left| \frac{\text{из подобия}}{\Delta P_2 B' A' \text{ и } \Delta P_2 B'' A''} \right| = \frac{b_w}{P_x}$ – коэффициент осевого перекрытия.

СВЯЗЬ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ КОСОЗУБОГО И ЭКВИВАЛЕНТНОГО ПО ПРОЧНОСТИ ПРЯМОЗУБОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО КОЛЕСА

Экспериментально выявлено, что прочность зуба косоугобого колеса определяется формой зуба в нормальном сечении.



Поэтому, если радиусом r_v равным радиусу кривизны эллипса в точке К провести окружность и на ней мысленно нарезать зубья, то получится цилиндрическое прямозубое колесо эквивалентное по прочности косоугобому, так как форма и размеры зубьев обоих колёс совершенно одинаковы.

По формулам геометрии радиус кривизны эллипса в точке К:

$$r_v = \frac{c^2}{a} = \frac{d^2/4 \cdot \cos^2 \beta}{d/2} = \frac{d}{2 \cdot \cos^2 \beta} \quad \text{Тогда}$$

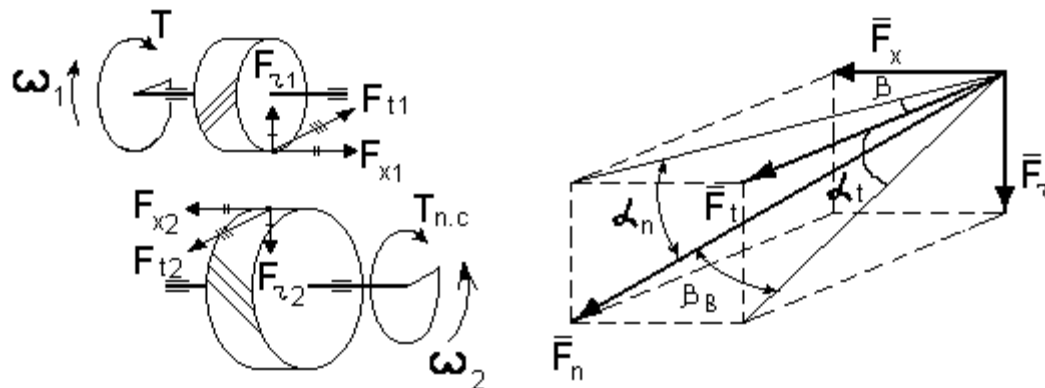
$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta} \quad \text{- диаметр эквивалентного прямозубого колеса.}$$

Согласно этой формуле: $m_n \cdot z_v = \frac{m_t \cdot z}{\cos^2 \beta} = \frac{m_n \cdot z}{\cos^3 \beta}$, откуда

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad \text{- число зубьев эквивалентного прямозубого колеса.}$$

Рисунок 3.15

УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОСОЗУБЫХ КОЛЁС



F_n - нормальная сила; $\bar{F}_n = \bar{F}_t + \bar{F}_r + \bar{F}_x$.

$$F_{t1} \approx F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} \quad \text{- окружная сила.}$$

$$F_{r1} \approx F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad \text{- радиальная сила.}$$

$$F_{x1} \approx F_{x2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad \text{- осевая сила.}$$

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ КОНТАКТНОЙ И ИЗГИБНОЙ УСТАЛОСТИ ЗУБЬЕВ

Для прочностного расчёта косозубых передач можно воспользоваться формулами для прямозубых, подставив в них значения параметров эквивалентного по прочности прямозубого колеса. Тогда после преобразований получим:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b_w \cdot d_2}} \leq [\sigma_H],$$

Формула проверочного расчёта закрытых цилиндрических косозубых передач на сопротивление контактной усталости зубьев

где в отличие от прямозубой передачи $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}}$; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$.

$$a_w = K_a \cdot (U \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \psi_{ba}}},$$

Формула проектировочного расчёта цилиндрической косозубой передачи из условия сопротивления контактной усталости зубьев

где в отличие от прямозубой передачи $K_a = 430$.

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq [\sigma_F],$$

Формула проверочного расчёта цилиндрической косозубой передачи на сопротивление изгибной усталости зубьев

где в отличие от прямозубой передачи Y_F – находится по таблицам для прямозубых колес по $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$.

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta^0}{120^0}; \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}.$$

ЛЕКЦИЯ 15

Краткое содержание: *Конические передачи: особенности конструкции, достоинства и недостатки, классификация. Геометрия конических прямозубых колёс. Связь между параметрами конического и эквивалентного по прочности цилиндрического прямозубого колеса. Усилия в зацеплении конических прямозубых колёс. Особенности расчёта конических передач на сопротивление контактной и изгибной усталости зубьев.*

КОНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

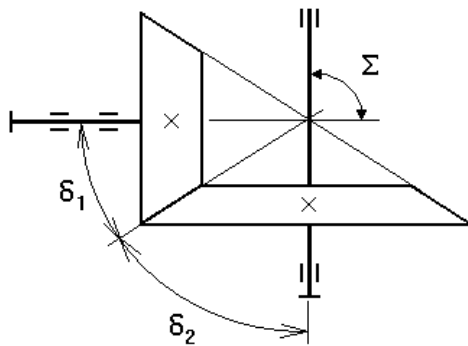


Рисунок 3.16

δ_1 - угол делительного конуса шестерни;

δ_2 - угол делительного конуса колеса;

$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ - межосевой угол.

Достоинства:

1) Передача с пересекающимися осями.

Недостатки:

1) Меньше нагрузочная способность.

2) Сложнее в изготовлении, чем цилиндрические передачи.

2) Наличие осевой силы дополнительно нагружающей опоры валов.

Классификация:

1) По величине межосевого угла Σ :

a) ортогональные ($\Sigma = 90^0$);

b) неортогональные ($\Sigma \neq 90^0$).

2) По форме линии зуба:

- а) с прямыми зубьями;
- б) с тангенциальными зубьями;
- в) с круговыми зубьями;
- г) с эвольвентной линией зуба;
- д) с циклоидальной линией зуба;

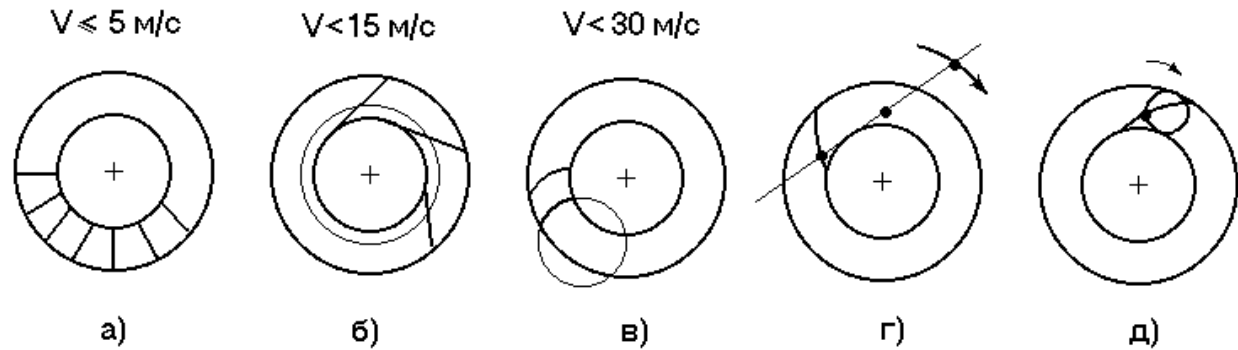


Рисунок 3.17

3) По форме зубьев в осевом сечении:

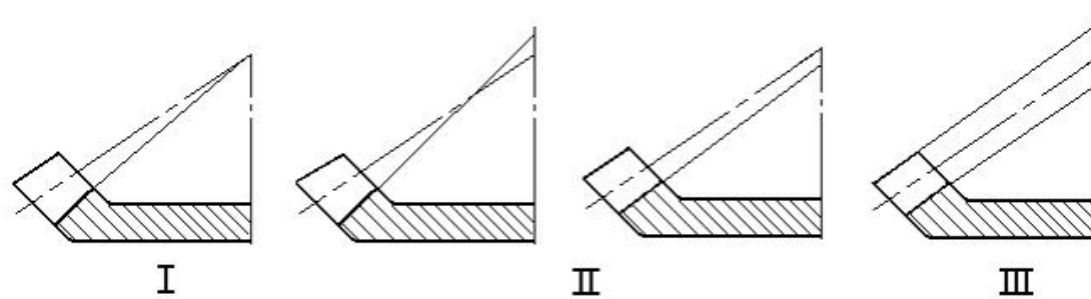


Рисунок 3.18

ГЕОМЕТРИЯ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЁС

Приняты следующие обозначения геометрических параметров конических прямозубых колёс:

- $m_e^{\text{ГОСТ}}$ - внешний делительный окружной модуль;
- m_m - средний делительный окружной модуль;
- R_e - внешнее конусное расстояние;
- R_m - среднее конусное расстояние;

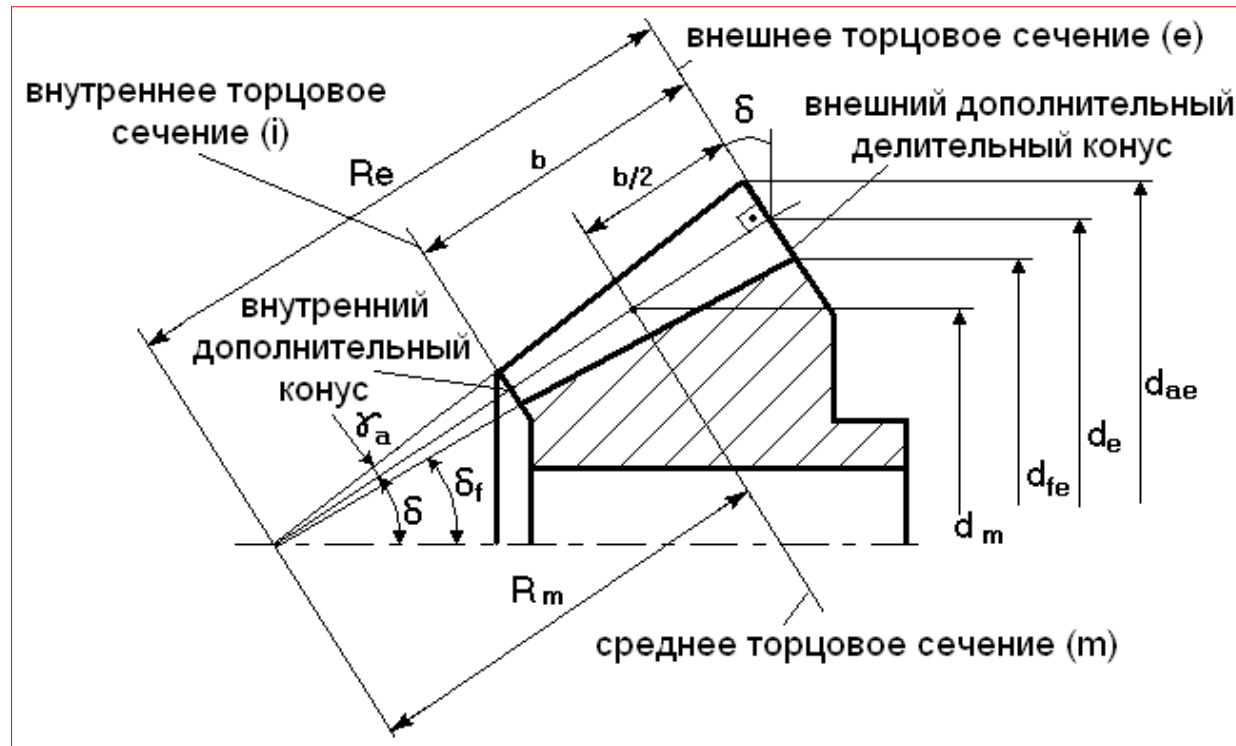


Рисунок 3.19

- b - ширина зубчатого венца;
 δ - угол делительного конуса;
 $d_e = m_e \cdot Z$ - внешний делительный диаметр;
 $d_m = m_m \cdot Z$ - средний делительный диаметр;
 d_{ae} - внешний диаметр вершин;
 d_{fe} - внешний диаметр впадин;
 γ_a - угол головки зуба;
 δ_f - угол конуса впадин;
 $h_a^* = 1,0$ - коэффициент высоты головки;

$c^* = 0,2$ - коэффициент радиального зазора для прямых и тангенциальных зубьев;
 $c^* = 0,25$ - коэффициент радиального зазора для круговых зубьев.

Геометрические параметры конических прямозубых колёс связаны между собой следующим образом:

Согласно рисунку 3.19:

$$1) \sin \delta = \frac{de/2}{Re}, \text{ отсюда } Re = \frac{de}{2 \sin \delta}.$$

$$2) \frac{m_m}{m_e^{ГОСТ}} = \frac{m_m \cdot Z}{m_e \cdot Z} = \frac{d_m}{de} = \frac{R_m}{Re} = \frac{Re - 0,5b}{Re} = 1 - 0,5 \frac{b}{Re}. \text{ Обозначим: } K_{be} = \frac{b}{Re} = 0,25 \dots 0,3 - \text{ относительная ширина венца,}$$

тогда $m_m = m_e^{ГОСТ} \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be})$ - средний делительный окружной модуль. Отсюда $d_m = d_e \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be})$.

3) Передаточное число, по рисунку 3.20,

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{de_2}{de_1} = \operatorname{tg} \delta_2,$$

а

$$\frac{1}{u} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{de_1}{de_2} = \operatorname{tg} \delta_1.$$

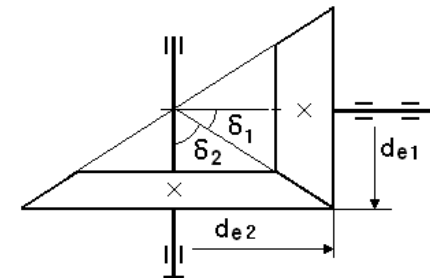


Рисунок 3.20

4) По рисунку 3.19 $d_{ae} = de + 2h_a \cdot \cos \delta = de + 2h_a^* \cdot m_e \cdot \cos \delta$.

СВЯЗЬ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ КОНИЧЕСКОГО И ЭКВИВАЛЕНТНОГО ПО ПРОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПРЯМОЗУБОГО КОЛЕСА

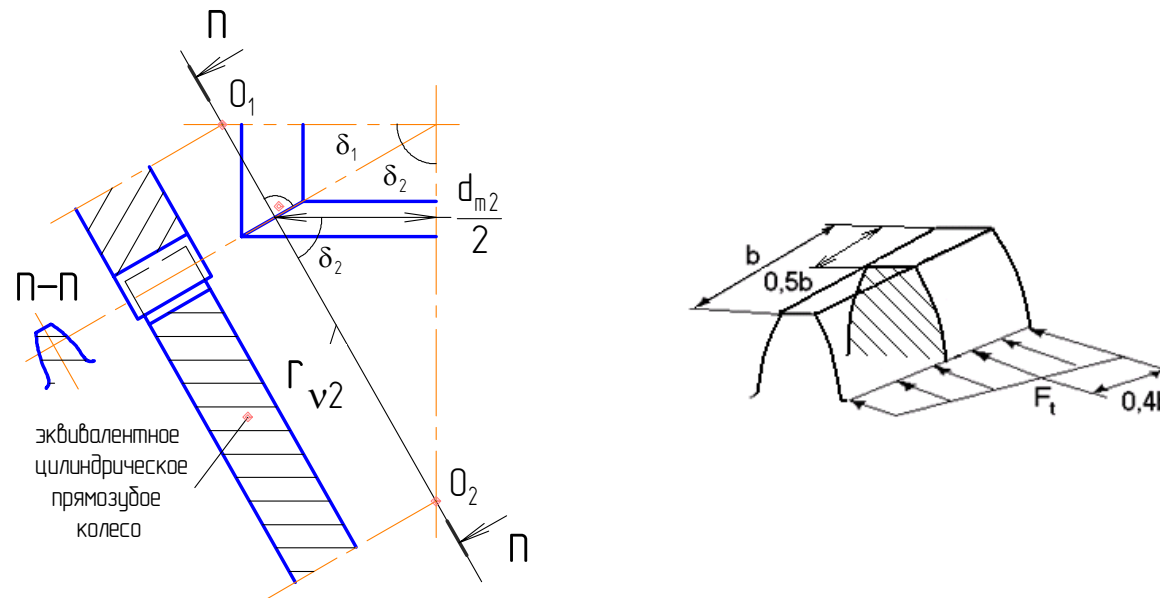


Рисунок 3.21

Все расчёты на прочность в конических передачах ведутся по среднему сечению ($0,5b$), хотя равнодействующая нагрузки на зуб приложена на расстоянии $0,4b$ (это идет в запас). Поэтому эквивалентное по прочности цилиндрическое прямозубое колесо получим с профилем зуба в этом сечении n-n.

Так как $r_{v2} \cdot \cos \delta_2 = \frac{d_{m2}}{2}$, то делительный диаметр эквивалентного колеса $d_v = \frac{d_m}{\cos \delta}$.

Поделив полученное выражение на m_m , получим: $Z_v = \frac{Z}{\cos \delta}$ - число зубьев эквивалентного колеса.

Передаточное число: $u_v = \frac{Z_{v2}}{Z_{v1}} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = \frac{Z_2 \sin \delta_2}{Z_1 \cos \delta_2} = u \cdot \operatorname{tg} \delta_2 = u^2$.

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \left| \cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}} \right| = d_{m2} \cdot \sqrt{u^2 + 1}.$$

УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЁС

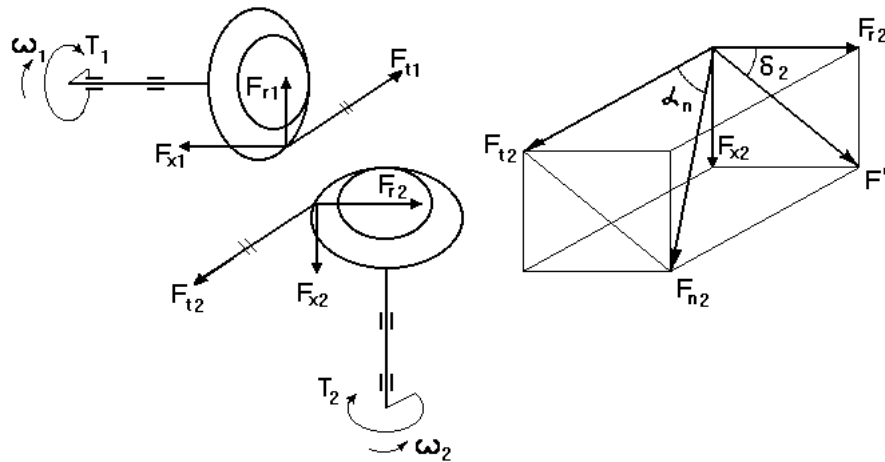


Рисунок 3.22

$\bar{F}_n = \bar{F}_t + \bar{F}_r + \bar{F}_x$ - нормальная сила;

$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} \approx F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}}$ - **окружная** сила;

$F_{x1} \approx F_{r2} = F' \cdot \cos \delta_2 = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta_2$ - **радиальная** сила, где $\alpha_n = 20^\circ$.

$F_{r1} \approx F_{x2} = F' \cdot \sin \delta_2 = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta_2$ - **осевая** сила.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ КОНТАКТНОЙ И ИЗГИБНОЙ УСТАЛОСТИ ЗУБЬЕВ

Формулы прочностного расчёта конической передачи получим из формул для цилиндрической, заменив в ней параметры эквивалентного колеса параметрами конического:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u_v + 1)}{b_w \cdot d_{v2} \cdot 0,85}} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u^2 + 1)}{b_w \cdot d_{m2} \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot 0,85}} \leq [\sigma_H],$$

где 0,85 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба конического колеса.

После преобразований получим: $\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{b_w \cdot d_{m2} \cdot 0,85}} \leq [\sigma_H].$

Формула проверочного расчёта закрытых конических прямозубых передач на сопротивление контактной усталости зубьев

Из этой формулы можно получить формулу проектировочного расчёта, решая неравенство относительно R_e , после подстановки вместо: $F_t \rightarrow 2T_1/d_{m1}$, $b_w \rightarrow R_e \cdot K_{be}$, $d_{m2} \rightarrow d_{e2} \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be})$, $d_{e2} \rightarrow 2R_e \cdot \sin \delta$.

$$R_e = 500 \cdot \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot K_{be} \cdot 0,85 \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be})^2}}$$

Формула проектировочного расчёта конической прямозубой передачи из условия сопротивления контактной усталости зубьев

При расчёте на сопротивление изгибной усталости зубьев:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m_m \cdot 0,85} \cdot Y_F \leq [\sigma_F]$$

Формула проверочного расчёта конической прямозубой передачи на сопротивление изгибной усталости зубьев

где Y_F - находится по таблице для цилиндрических колёс по эквивалентному числу зубьев $Z_v = \frac{Z}{\cos \delta}$.

ЛЕКЦИЯ 16

Краткое содержание: Червячные передачи: особенности конструкции, достоинства и недостатки, классификация. Геометрия червячной передачи. Кинематика червячной передачи. Усилия в зацеплении зубьев. Особенности расчёта червячных передач по контактным и изгибным напряжениям. Особенности выбора допускаемых напряжений для бронз и чугунов.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

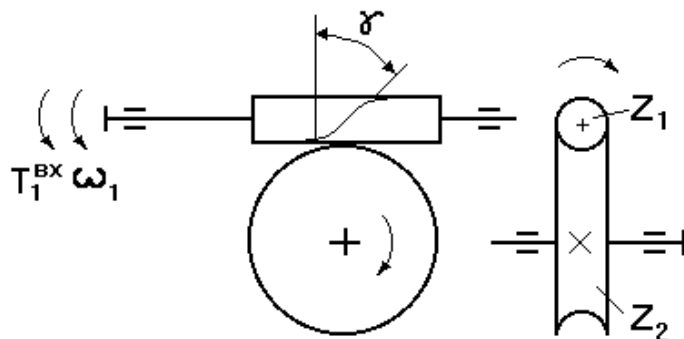


Рисунок 3.23

- 1 – червяк (как правило, ведущее колесо);
- 2 – червячное колесо.

Червячная передача это модификация косозубой и винтовой передач.

Достоинства:

- 1) Большое передаточное число ($u = 8...80$ в силовых передачах, $u = 300...1000$ в приборных механизмах).
- 2) Плавность и бесшумность работы.
- 3) Скрещивающиеся оси валов.
- 4) Самоторможение.

Недостатки:

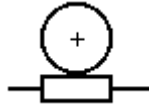
- 1) Низкий КПД (при $Z_1=1$ $\eta = 0,68$; при $Z_1=2$ $\eta = 0,75$; при $Z_1=4$ $\eta = 0,92$).
- 2) В передаче используется дефицитная и дорогая бронза.
- 3) Сложность изготовления и регулировки.
- 4) Наличие осевой силы.

Классификация:

1) По числу витков червяка: - 1, 2, 4-х витковые червяки.

2) По форме червяка:

а) с цилиндрическим червяком;

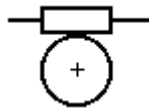


б) с глобоидным червяком.

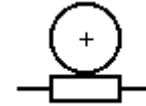


3) По расположению червяка в пространстве:

а) с верхним расположением червяка (при $V_{ск} > 5$ м/с)

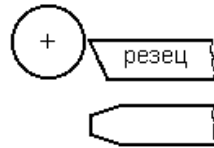


б) с нижним расположением червяка (при $V_{ск} \leq 5$ м/с)



4) По форме профиля витков червяка:

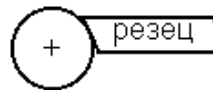
а) с прямолинейным профилем в осевом сечении и архимедовой спиралью в торцовом сечении (архимедов червяк типа ZA);



б) с прямолинейным профилем в нормальном сечении и эвольвентным в торцовом (конволютный червяк типа ZN);



с) с криволинейным профилем в осевом и эвольвентным в торцовом сечении (эвольвентный червяк типа ZI).



Нагрузочная способность всех червяков примерно одинаковая, различия – в технологии изготовления. Шлифуемые червяки следует делать типа ZI – обладают технологическим преимуществом из-за возможности шлифования витков плоской стороной шлифовального круга. В отсутствие шлифовальных станков – проще и точнее нарезается архимедов червяк типа ZA.

ГЕОМЕТРИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

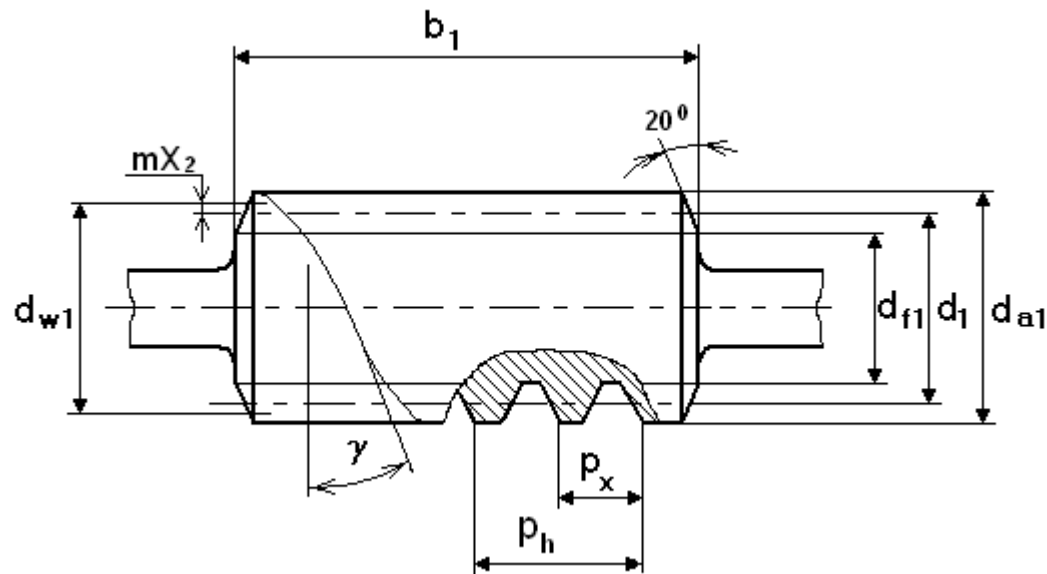
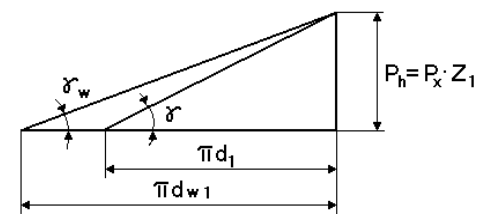


Рисунок 3.24

d_1 – делительный диаметр червяка;
 $d_{w1} = d_1 + 2mX_2$ – начальный диаметр червяка;
 $d_{a1} = d_1 + 2m$ – диаметр вершин витков червяка;
 $d_{f1} = d_1 - 2,4m$ – диаметр впадин витков червяка.

γ – делительный угол подъёма витков червяка;
 P_x – осевой шаг витков;
 $P_h = P_x \cdot Z_1$ – ход витков;
 b_1 – длина червяка.

Если развернуть виток на плоскости:



$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_x \cdot Z_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{m \cdot Z_1}{d_1},$$

$$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{P_x \cdot Z_1}{\pi \cdot d_{w1}} = \frac{m \cdot Z_1}{d_{w1}},$$

откуда $d_1 = m \cdot \frac{Z_1}{\operatorname{tg} \gamma} = m^{\text{ГОСТ}} \cdot q^{\text{ГОСТ}}$, где $q^{\text{ГОСТ}} = \frac{Z_1}{\operatorname{tg} \gamma}$ – коэффициент диаметра червяка (стандартизован, как и модуль),.

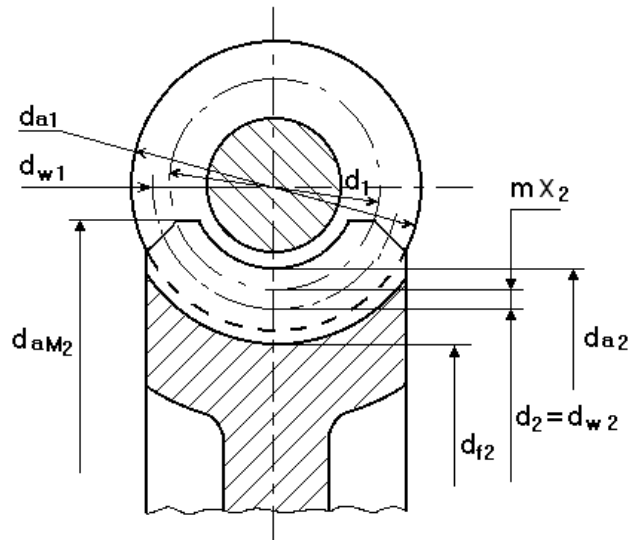
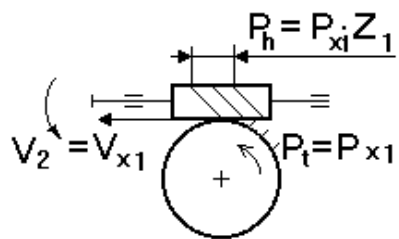


Рисунок 3.25

- $d_{w2} = d_2 = m \cdot Z_2$ - делительный диаметр червячного колеса;
- $d_{a2} = d_2 + 2m + 2m \cdot X_2$ - диаметр вершин зубьев червячного колеса;
- $d_{f2} = d_2 - 2,4m + 2m \cdot X_2$ - диаметр впадин зубьев червячного колеса;
- $d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}$ - максимальный диаметр червячного колеса.
- $a_w = \frac{d_{w1}}{2} + \frac{d_{w2}}{2}$ - межосевое расстояние.

В отличие от косозубого колеса- червячное имеет стандартные параметры в окружном сечении ($\alpha_i^{ГОСТ} = 20^0$, $m^{ГОСТ}$, $q^{ГОСТ}$).

КИНЕМАТИКА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ



Так как виток и зубья в зацеплении: $V_{X1} = V_2$ и $P_{X1} = P_{t2}$.
 Так как путь за 1 минуту одинаков: $P_{X1} \cdot Z_1 \cdot n_1 = P_{t2} \cdot Z_2 \cdot n_2$

отсюда:
$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} = u_{\text{ЧЕРВ}} = \frac{m \cdot Z_2}{m \cdot Z_1 \cdot \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } \gamma}} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \text{tg } \gamma}$$
 - передаточное число.



$V_{СК}$ – скорость относительно скольжения витков червяка относительно зубьев колеса.

$$\bar{V}_{СК} = \bar{V}_{1w} - \bar{V}_2 ;$$

$$V_2 = V_{2w} = V_{1w} \cdot \text{tg } \gamma_w ;$$

$$V_{СК} = \frac{V_{1w}}{\cos \gamma_w} .$$

УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЬЕВ

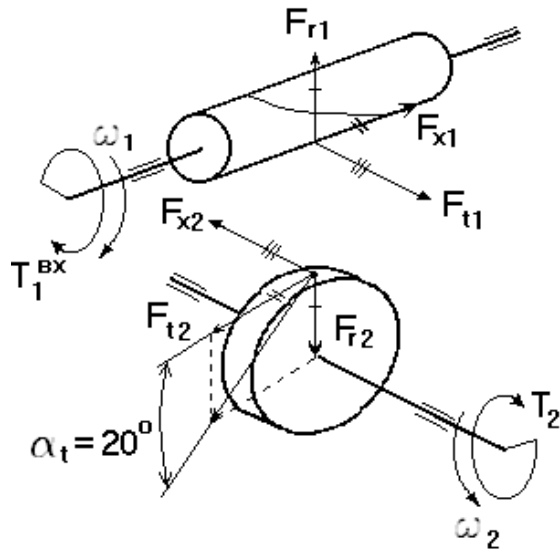


Рисунок 3.26

$\bar{F}_n = \bar{F}_t + \bar{F}_r + \bar{F}_x$ - нормальная сила;

$F_{x2} \approx F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$ - окружная сила на червяке и осевая на червячном колесе;

$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} \approx F_{x1}$ - осевая сила на червяке и окружная на червячном колесе;

$F_{r1} \approx F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t$ - радиальная сила на червяке и червячном колесе.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ ПО КОНТАКТНЫМ И ИЗГИБНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Подстановкой в формулу Герца параметров колёс червячной передачи можно получить формулу для проверочного расчёта:

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q + 2X_2}} \sqrt{\left(\frac{\frac{Z_2}{q + 2X_2} + 1}{a_w} \right)^3} \cdot T_2 \cdot K_H \leq [\sigma_H]$$

Формула проверочного расчёта червячной передачи по контактным напряжениям

где $K_H = 1,1 \dots 1,4$ – коэффициент нагрузки. T_2 в Н·мм, a_w в мм.

Решая это уравнение относительно a_w , можно получить формулу проектировочного расчёта:

$$a_w = K_a \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot \left(\frac{Z_2}{q} \right)^2}},$$

Формула проектировочного расчёта
червячной передачи

где $K_a \approx 30,7$ при T_2 в Н·мм, $[\sigma_H]$ в МПа.

При расчёте на изгиб:

$$\sigma_{F2} = \frac{1,538 \cdot T_2 \cdot K_F}{d_2 \cdot d_{w1} \cdot m} \cdot Y_{F2} \cdot \cos \gamma_w \leq [\sigma_F],$$

Формула проверочного расчёта
червячной передачи по
напряжениям изгиба

где $K_F = 1,1 \dots 1,4$; Y_{F2} по $Z_{2v} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}$. T_2 в Н·мм, d в мм, m в мм.

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ БРОНЗ И ЧУГУНОВ

При серийном производстве червячных редукторов, когда окупаются затраты на специальное шлифовальное оборудование, для увеличения КПД и несущей способности передачи поверхности витков червяка термически обрабатывают, шлифуют и полируют. В этом случае червяки изготавливают из закаливаемых сталей 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА с твердостью 45-55 HRC_Э или цементируемых сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ с твердостью 56-62 HRC_Э. Шлифуемые червяки следует делать эвольвентными (червяки типа ZI), обладающими технологическими преимуществами перед другими из-за возможности шлифования витков плоской стороной шлифовального круга.

На предприятиях нефтяного профиля, оснащенных универсальным оборудованием, червяки чаще изготавливают не шлифованными, из стали 45 с термообработкой "улучшение" (твердость H = 269-302 НВ). В этих условиях проще и точнее нарезается архимедов червяк (червяк типа ZA).

Для изготовления венцов червячных колес при скорости скольжения $V_{ск} > 5$ м/с применяют оловянные бронзы: БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, БрО5Ц5С5. Эти бронзы дороги и дефицитны, но хорошо противостоят изнашиванию и заеданию. При использовании этих материалов, под действием циклически изменяющихся контактных напряжений возможно

усталостное выкрашивание поверхностей зубьев. Заедание проявляется в легкой форме - в "намазывании" бронзы на червяк. При этом передача может еще долго работать.

При скоростях скольжения $V_{ск} \leq 5$ м/с применяют более дешевые безоловянные бронзы: БрА9Ж3Л, БрА10Ж4Н4 и латуни. Основной вид повреждения колес из таких бронз - заедание, которое происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами материала колеса, приварившимися к червяку.

При $V_{ск} \leq 2$ м/с, преимущественно в ручных приводах, применяют относительно мягкие серые чугуны: СЧ 15, СЧ 18, и более твердые высокопрочные антифрикционные чугуны: АЧС-4, АЧВ-1.

Допускаемые контактные напряжения для оловянных бронз находят из условия сопротивления материала поверхностной усталости в условиях неизбежного износа

$$[\sigma_H]_2 = (0,64 \dots 0,76) \cdot \sigma_B \cdot Z_N \cdot C_V$$

где σ_B - предел прочности для бронзы при растяжении;

Z_N - коэффициент долговечности;

C_V - коэффициент, учитывающий интенсивность износа ;

Для безоловянных бронз допускаемое контактное напряжение задают из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения

$$[\sigma_H]_2 = (250 \dots 300) - 25 \cdot V_{ск}$$

Для колеса из чугуна и закалённого червяка

$$[\sigma_H]_2 = 200 - 35 \cdot V_{ск}$$

Для колеса из чугуна и червяка с термообработкой улучшение

$$[\sigma_H]_2 = 175 - 35 \cdot V_{ск}$$

При расчёте на изгиб для всех материалов допускаемые напряжения определяются по кривым усталости:

$$[\sigma_F]_{\text{БРОНЗА, ЧУГУН}} = \frac{\sigma_{F \text{ lim B}} \cdot Y_N}{[S_F]}$$