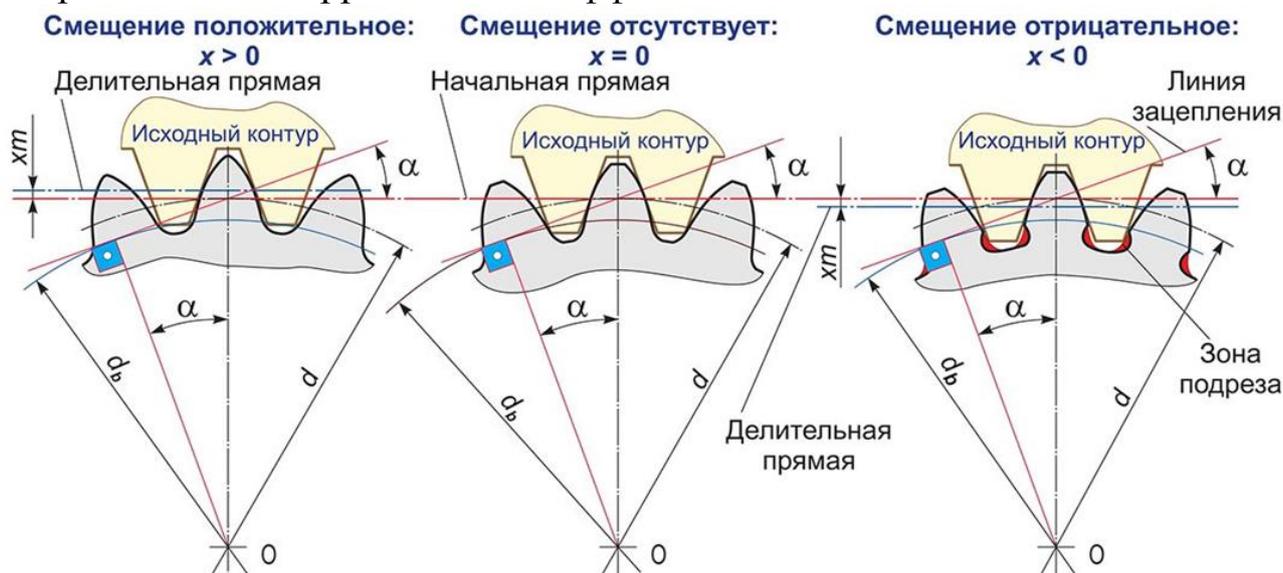


Лекция 6

Применение колёс со смещением производящего контура (корригирование). Допускаемые напряжения для зубчатых колёс. Косозубые цилиндрические передачи. Конические зубчатые передачи с $\Sigma=90^\circ$. Регулировка зацепления.

Применение колёс со смещением производящего контура

Коррекция колёс производится при получении зубьев методом обката (станочное зацепление заготовки и производящего контура – кинематически связаны) путём изменения скорости взаимного смещения заготовки и производящего контура (инструмента – гребёнки, долбяка, червячной фрезы), при этом его делительная прямая (средняя линия – толщина зуба инструмента равна ширине впадины) относительно делительной окружности изготавливаемого колеса занимает вполне определённое положение. Если за делительной окружностью, то есть дальше от центра, то говорим «положительная коррекция» и коэффициент смещения « $+X$ »; если внутри делительной окружности – говорим «отрицательная коррекция» и коэффициент смещения « $-X$ ».

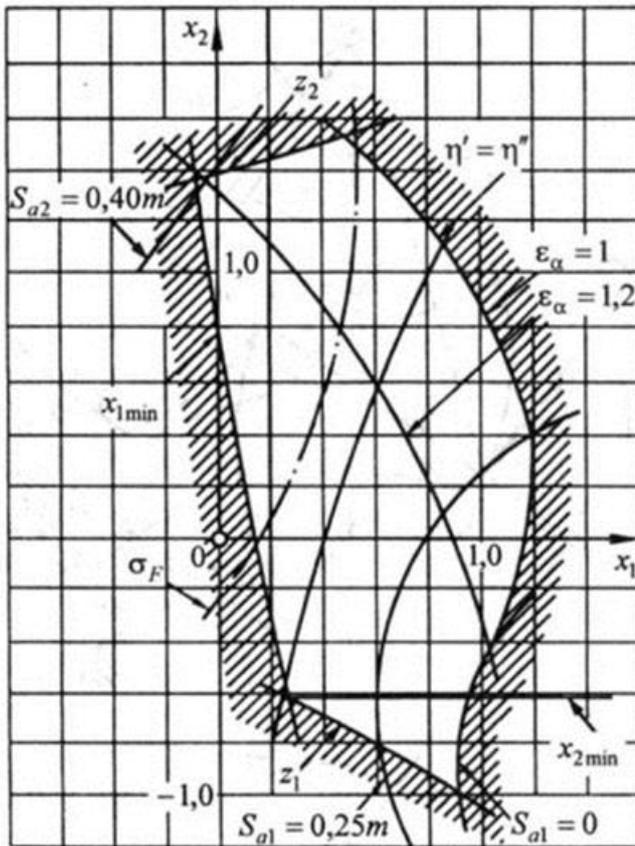


m - модуль, мм;
 x - коэффициент смещения исходного контура;
 d - делительный диаметр зубчатого колеса, мм;
 d_b - основной диаметр зубчатого колеса, мм;
 α - угол профиля исходного контура, °.

Корригирование (исправление) зубчатых колёс позволяет:

1. Нарезать прямозубые колёса с числом зубьев $Z < 17$ без подрезания;
2. Повысить контактную прочность увеличением угла зацепления α_w ;
3. Поднять сопротивление колёс излому утолщением ножки зуба;
4. Снизить интенсивность изнашивания за счёт изменения относительной скорости скольжения сопрягаемых зубьев;
5. «Вписаться» в заданное межосевое расстояние;
6. Восстановить при ремонте повреждённую рабочую поверхность крупно модульных колёс (шестерня при этом изготавливается новая).

Если шестерня изготавливается с положительным смещением, а колесо с отрицательным на ту же величину, то это *высотная коррекция зацепления* — межосевое расстояние и угол зацепления передачи остаются неизменными (меняется соотношение между высотой и головкой ножек). Если коэффициенты смещения так не совпадают, то изменяются межосевое расстояние и угол зацепления — получаем *угловую коррекцию зацепления*.



X_1 и X_2 назначают в зависимости от поставленной задачи по «блокирующему контуру», построенному в координатах коэффициентов смещения X_1 и X_2 для одной пары колёс с числом зубьев Z_1 и Z_2 (на рисунке — $Z_1 = 14$, $Z_2 = 28$). Линии контура ограничивают зону допустимых значений коэффициентов смещений по подрезанию зубьев x_{1min} и x_{2min} , коэффициенту перекрытия $\epsilon_a = 1,2$, заострению зубьев $S_a = 0,25m$, интерференции зубьев по впадине Z_2 и Z_2 .

На блокирующий контур наносят и другие линии, в том числе равнопрочности зубьев колёс по изгибу σ_F , равной удельной скорости скольжения.

Допускаемые напряжения для зубчатых колёс

Зубья колёс подвержены *переменным напряжениям* контактным σ_H и изгиба σ_F . При переменном нагружении исходные параметры находят по кривой Велера и учитывают коэффициент долговечности.

Допускаемые контактные напряжения находят:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[n]_H}, \frac{H}{\text{мм}^2}$$

где $\sigma_{H \lim b}$ — длительный предел контактной выносливости при базовом числе циклов, зависит от материала, термообработки и твёрдости поверхности зубьев. Принимается по рекомендациям (например $\leq 350\text{HB} — 2\text{HB} + 70 \text{ Н/мм}^2$, $> 350\text{HB} — 14\text{HRC} + 140 \text{ Н/мм}^2$);

K_{HL} — коэффициент долговечности контактный

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,6 \text{ при } \leq 350\text{HB},$$

$$\leq 1,8 \text{ при } > 350\text{HB};$$

N_{HO} – базовое число циклов на кривой Велера, в первом приближении изменяется *линейно* в зависимости от твёрдости поверхности зуба ($200\text{HB} \rightarrow N_{HO}=10^7$; $500\text{HB} \rightarrow N_{HO}=6 \cdot 10^7$);

N_{HE} – число циклов нагружения зуба за всё время работы :

$$N_{HE} = L_{\text{год}} \cdot 365 \frac{\text{сутки}}{\text{год}} \cdot K_{\text{исп год}} \cdot 24 \frac{\text{час}}{\text{сутки}} \cdot K_{\text{исп сутки}} \cdot 60 \frac{\text{мин}}{\text{час}} \cdot n \frac{\text{об}}{\text{мин}} \cdot Z \frac{\text{циклов нагр}}{\text{об}}$$

$[n]_H$ – коэффициент безопасности. При поверхностном упрочнении 1,2...1,3, прочее 1,1...1,2.

Рекомендуется применять принимать для шестерни и колеса сталь одной марки, но назначать твёрдость поверхности зубьев шестерни выше на (20...40)HB, чем колеса.

Допускаемые напряжения изгиба находят:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}^0}{[n]_F} K_{FL} K_{FC}, \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

где $\sigma_{F \text{ lim } b}^0$ – длительный предел выносливости на изгиб при отнулевом цикле нагружения, соответствует базовому числу циклов, зависит от материала, термообработки и принимается по рекомендациям (например $\leq 350\text{HB} — 1,8\text{HB Н/мм}^2$, $> 350\text{HB}$, объёмная закалка — 550 Н/мм^2);

K_{FL} – коэффициент долговечности при изгибе:

$$\leq 350\text{HB} \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2$$

$$> 350\text{HB} \quad K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 1,6$$

N_{FE} – число циклов нагружения зуба за всё время работы, определяют аналогично N_{HE} ;

$[n]_F$ – коэффициент запаса прочности

$$[n_F] = [n_F]' \cdot [n_F]''$$

$[n_F]'$ – учитывает нестабильность свойств материала зубчатых колёс при вероятности неразрушения 0,99 (принимается 1,55...1,8);

$[n_F]''$ – учитывает способ получения заготовки (поковка – 1, прокат – 1,15, литьё – 1,3).

Допускаемые напряжения при перегрузках (проверка прочности зубьев)

В период пуска, при резкой остановке зубья передач *кратковременно* дополнительно нагружаются силами инерции. Также в зависимости от вида рабочей машины и двигателя возможны и другие *кратковременные* перегрузки.

Для предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхности зубьев, возрастающие при этом контактные напряжения не должны превышать предельных контактных напряжений $[\sigma_{Hmax}]$:

$$\leq 350\text{HB} \rightarrow [\sigma_{Hmax}] = 2,8\sigma_T, \text{ Н/мм}^2$$

$$> 350\text{HB} \rightarrow [\sigma_{Hmax}] = 40\text{HRC}, \text{ Н/мм}^2$$

$$\text{Условие прочности } \sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}} \leq [\sigma_{Hmax}],$$

где σ_H – расчётное контактное напряжение при номинальной нагрузке T_2 ;
 T_{2max} – максимальный (пиковый) момент на колесе.

Для предотвращения разрушения зубьев (излом) или недопущения пластической деформации, возрастающие при этом напряжения изгиба не должны превышать предельных напряжений изгиба $[\sigma_{Fmax}]$:

$$\leq 350\text{HB} \rightarrow [\sigma_{Fmax}] = 0,8\sigma_T, \text{ Н/мм}^2$$

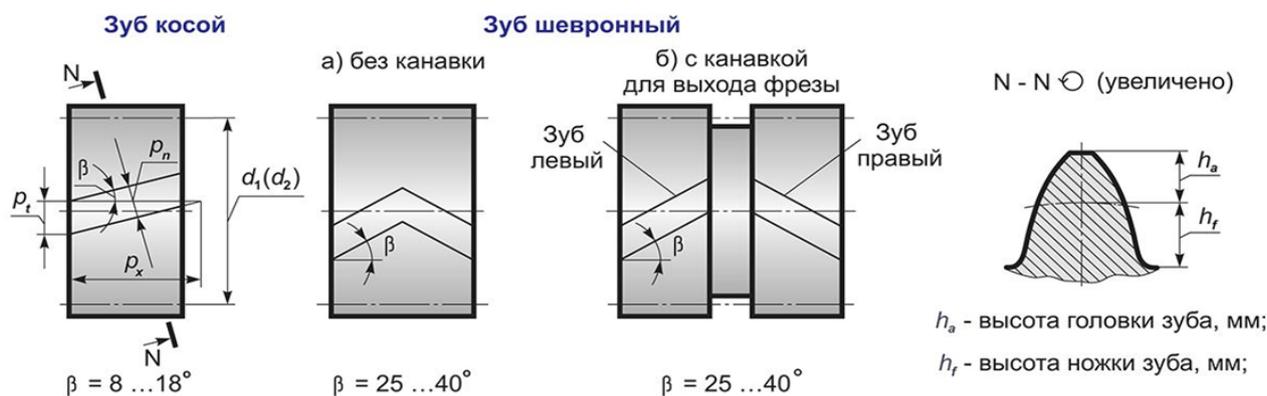
$$> 350\text{HB} \rightarrow [\sigma_{Fmax}] = 0,6\sigma_B, \text{ Н/мм}^2$$

$$\text{Условие прочности } \sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{2max}}{T_2} \leq [\sigma_{Fmax}]$$

где σ_F – расчётное напряжение изгиба при номинальной нагрузке T_2 .

Косозубые и шевронные цилиндрические передачи

Изготавливают тем же инструментом и по той же технологии, что и прямозубые колёса, но с наклоном нарезающего инструмента относительно образующей колеса под углом β , ввиду чего получаемые зубья имеют тот же угол наклона. Соответственно появляются нормальный, окружной и осевой шаги и модули (рисунок).



p_n, p_t, p_x - шаги нормальный, окружной, осевой, мм;
 β - угол наклона зубьев, °;

m_n, m_t, m_x - модули нормальный, окружной, осевой, мм;
 z_1, z_2 - числа зубьев шестерни и колеса;
 d_1, d_2 - делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}; \quad p_x = \frac{p_n}{\sin \beta}; \quad m_n = \frac{p_n}{\pi}; \quad m_t = \frac{p_t}{\pi}; \quad m_x = \frac{p_x}{\pi};$$

$$d_1 = m_t z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = m_t z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}; \quad h_a = m_n; \quad h_f = 1,25 m_n.$$

Делительный диаметр косозубого колеса в торцевом сечении:

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

где m_n – нормальный модуль, мм. Равен модулю нарезающего инструмента m , то есть $m_n = m$.

В косозубой передаче (в отличие от прямозубой):

- зубья входят в зацепление не по всей длине сразу, а постепенно;
- благодаря наклону в зацеплении одновременно участвуют две-три пары зубьев;
- нормальное сечение зуба косозубого колеса с числом зубьев Z и модулем $m_n = m$ весьма близко по профилю зубу прямозубого колеса с числом зубьев $\frac{Z}{(\cos \beta)^3}$, то есть большему по размерам и прочности на изгиб.

В совокупности имеем – динамические нагрузки значительно уменьшаются, повышается плавность работы и возрастает нагрузочная способность, что и обусловило широкое применение косозубых передач на повышенных скоростях. С увеличением угла наклона β преимущества возрастают, но наклон зубьев приводит к появлению осевой составляющей F_a (рисунок; в колесе без коррекции $d_w = d$), что требует усложнения конструкции опор. Принимают $\beta = (8 \dots 18)^\circ$, что обеспечивает как приемлемое нагружение, так и обеспечение двупарности зацепления. В шевронной передаче осевые силы уравниваются на самом колесе и $\beta = (25 \dots 40)^\circ$ и даже 45° , что позволяет более полно реализовать преимущества косозубого зацепления.

Расчёт производят аналогично прямозубым колёсам, вводя соответствующие поправки.

а) Расчёт на контактную прочность

$$a_w = (u \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma_H] u}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{\psi_{ba}}}$$

(Сравните множители 310 в прямозубой и 270 в косозубой передаче, то есть габариты последней меньше в равных условиях нагружения).

Имеют место отличия в назначении допускаемых напряжений:

- в прямозубой передаче за расчётное принимают меньшее из $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;
- в косозубой $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$, но $\leq 1,23 [\sigma_{Hmin}]$.

б) Расчёт на изгиб.

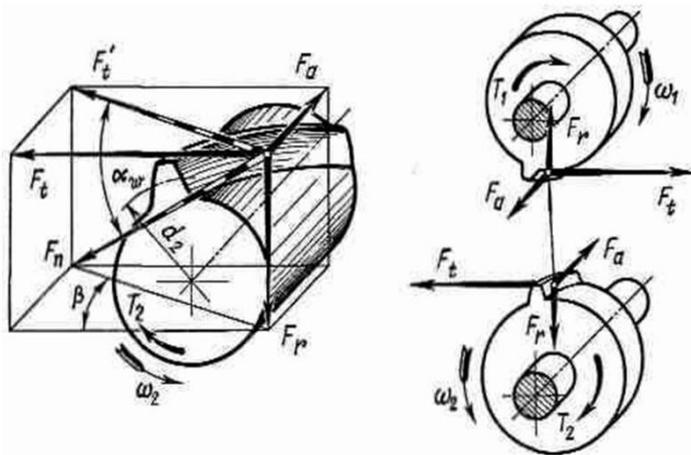
$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot \cos \beta}{Z \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}$$

где T и Z – момент и число зубьев на шестерне или колесе (T_1 и Z_1 ; T_2 и Z_2); K_F , ψ_m , $[\sigma_F]$ – по аналогии с прямозубыми колёсами;

Y_F – коэффициент формы зуба, принимается по приведённому числу зубьев $Z_{\text{прив}} = \frac{Z}{(\cos\beta)^3}$;

Y_β – учитывает схему нагружения зуба, $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140^0}$.

В косозубой передаче силу нормального давления F_n удобнее представить тремя составляющими



окружная

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1$$

радиальная

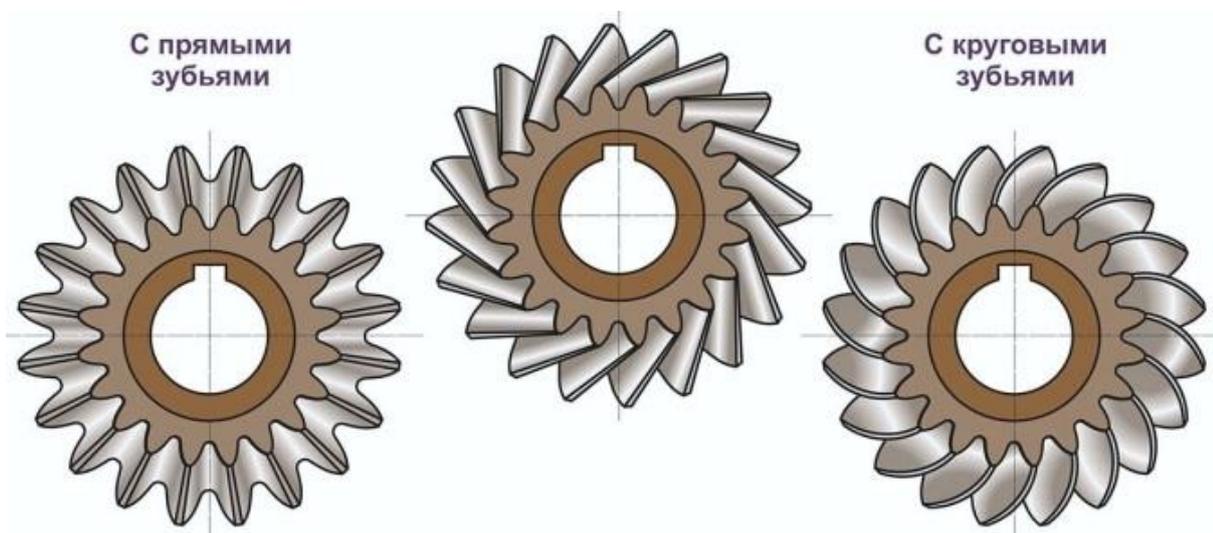
$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta$$

осевая

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta$$

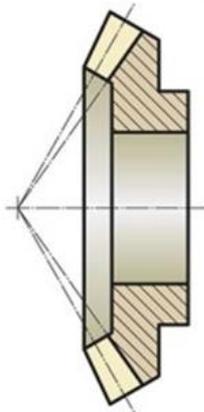
Конические зубчатые передачи

Применяются на валах с пересекающимися осями с углом Σ от 10^0 до 170^0 ; выполняются с прямыми, косыми и криволинейными зубьями (рисунок). Широкое распространение получили передачи с углом $\Sigma = 90^0$ и прямым зубом как более простые в изготовлении и контроле, но они работают со значительным шумом (динамические нагрузки) и не допускают высоких окружных скоростей (рекомендуют $V \leq 3$ м/с; при шлифовании ≤ 8 м/с). Передачи с криволинейным (круговым) зубом бесшумны и допускают значительную нагрузку и скорость ($V \leq 30$ м/с; при упрочнении и финишной обработке ≤ 100 м/с). Передачи с косым (тангенциальным зубом) занимают промежуточное положение ($V \leq 15$ м/с; $m \geq 8$ мм).

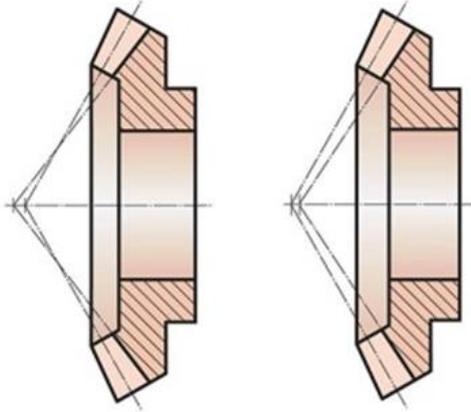


Различают зубья (рисунок).

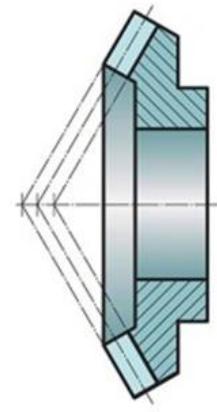
Пропорционально понижающиеся зубья



Понижающиеся зубья

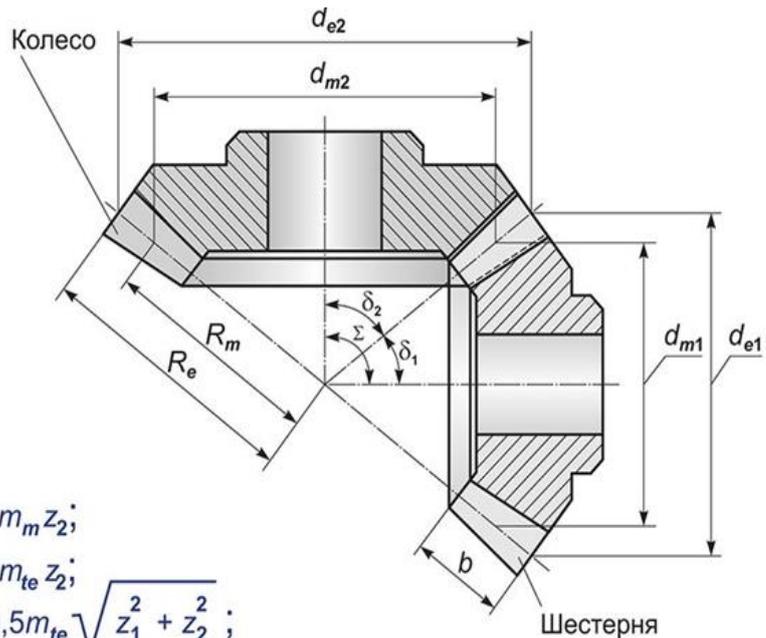


Равновысокие зубья



Основные соотношения конической прямозубой передачи с $\Sigma = 90^\circ$ и пропорционально понижающимися зубьями (рисунок с дополнением) и подходы к расчёту построены на геометрии и приведении к эквивалентной цилиндрической прямозубой передаче, построенной разверткой дополнительных конусов со сторон большей высоты зубьев.

- z_1, z_2 - числа зубьев шестерни и колеса;
- m_m - средний окружной модуль, мм;
- m_{te} - внешний окружной модуль, мм;
- d_{m1}, d_{m2} - средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;
- d_{e1}, d_{e2} - внешние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;
- b - ширина зубчатого венца, мм;
- R_m, R_e - среднее и внешнее конусные расстояния, мм;
- δ_1, δ_2 - углы делительных конусов шестерни и колеса, °;
- Σ - угол между осями валов передачи, °;
- u - передаточное число передачи.



$$d_{m1} = m_m z_1; \quad d_{m2} = m_m z_2;$$

$$d_{e1} = m_{te} z_1; \quad d_{e2} = m_{te} z_2;$$

$$R_m = 0,5 m_m \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2};$$

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ; \quad m_m = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e}\right).$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2;$$

Дополнение: Ψ_{bRe} – коэффициент ширины колеса через внешнее конусное расстояние, $\leq 0,3$;

Приведённое число зубьев эквивалентных цилиндрических колёс $Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$ и $Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$, при этом коническая передача передаёт 0,85 нагрузки такой цилиндрической пары. После преобразований имеют место зависимости:

а) Расчёт на контактную прочность.

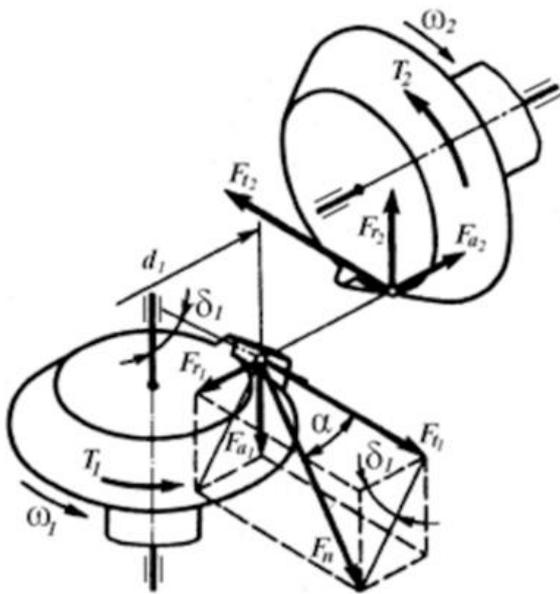
$$d_{e2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 \cdot K_H \cdot u}{(1 - 0,5\psi_{bRe})^2 \cdot \psi_{bRe}}}$$

б) Расчёт на изгиб.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot K_F \cdot Y_F}{Z \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_F]}}$$

где ψ_{bm} – коэффициент ширины зуба через средний модуль, $\frac{b}{m} \leq 10$. При принятом ψ_{bRe} имеем:

$$\psi_{bm} = \frac{b}{m} = \frac{\psi_{bRe} \cdot R_e}{m} = \frac{\psi_{bRe} \cdot \frac{m_e \cdot Z_1}{2 \sin \delta_1}}{2 \sin \delta_1 \cdot m_e \cdot (1 - 0,5\psi_{bRe})} = \frac{\psi_{bRe} \cdot Z_1}{2 \sin \delta_1 \cdot (1 - 0,5\psi_{bRe})}$$



Разложим силу F_n на три взаимно перпендикулярные составляющие:

окружная сила на шестерне и колесе

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}; \quad (4)$$

радиальная сила на шестерне, численно равная осевой силе на колесе,

$$F_{r_1} = F_{a_2} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; \quad (5)$$

осевая сила на шестерне, численно равная радиальной силе колеса,

$$F_{a_1} = F_{r_2} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1. \quad (6)$$

Коническая передача требует регулировки пятна контакта зацепления, что достигается перемещением валов вместе с колёсами. Этой регулировке должна предшествовать регулировка зазора в подшипниках («осевая игра», если подшипники качения радиально-упорные шариковые или роликоподшипники конические. Конструкция опор валов должна это предусматривать)

Правильное расположение пятна контакта – а.

