

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування зубчастих передавачів. Класифікація зубчастих передавачів. Підрізання та коригування зубів. Точність зубчастих передавачів. Основні вимоги до зубчастого зчеплення

Зубчастий циліндричний передавач – це триланковий механізм, у якого дві рухомі ланки є циліндричними зубчастими колесами (рис. 4.1). Менше з двох зубчастих коліс 1 називають шестірнею, а більше 2 – колесом. Термін «зубчасте колесо» належить до обох коліс передавача. Розміри зубчастих коліс можуть вимірюватися кількома міліметрами (у приладах), а в найпотужніших машинах до 10 м. Зубчасті циліндричні передавачі здатні передавати потужність до десятків тисяч kBm за швидкості до 150 м/с і більше з коефіцієнтом корисної дії рівним 0,94...0,99. Оптимальне передатне число $u=4...5$.

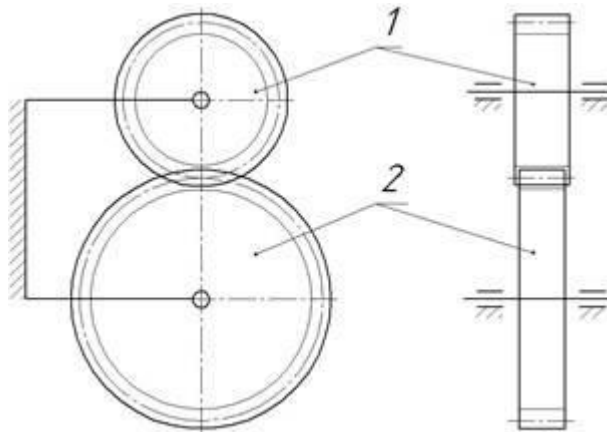
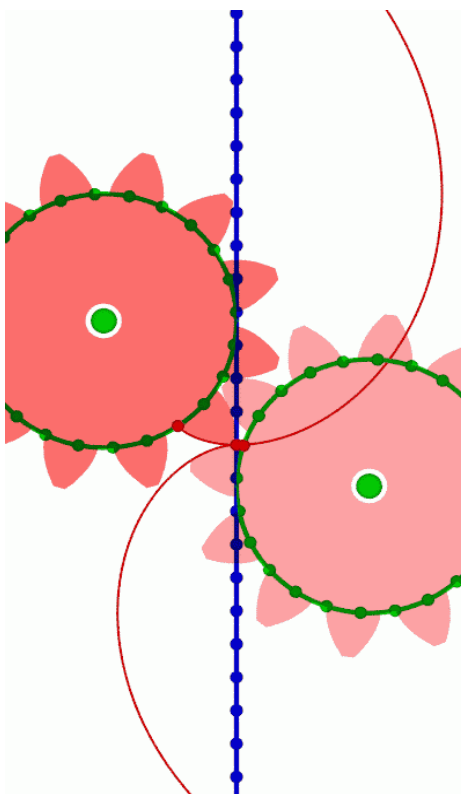


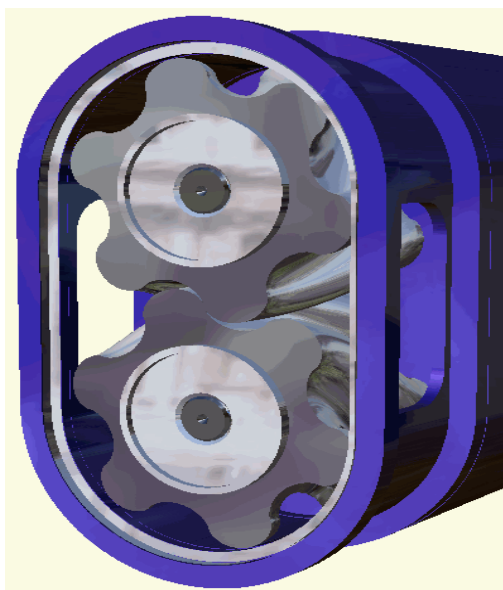
Рис. 4.1. Схема зубчастого циліндричного передавача

Зубчасті циліндричні передавачі класифікують за такими ознаками:

- за формою поперечного перетину зубців: евольвентні (рис. 4.2a);



циклоїдні (рис. 4.2б);



кругові (зачеплення Новікова) (рис. 4.2в);

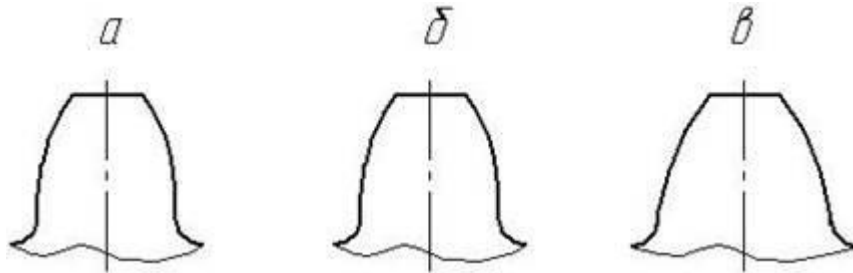
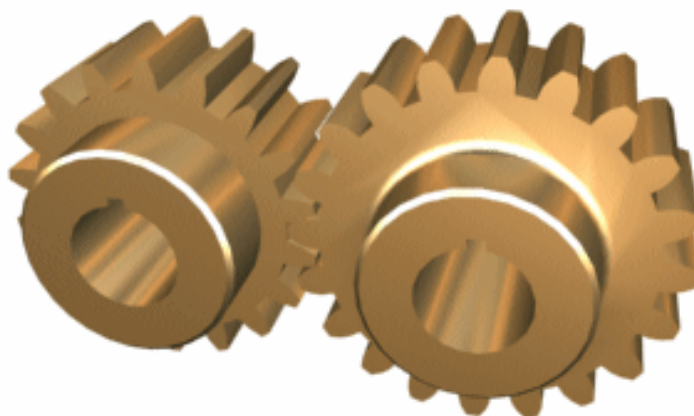
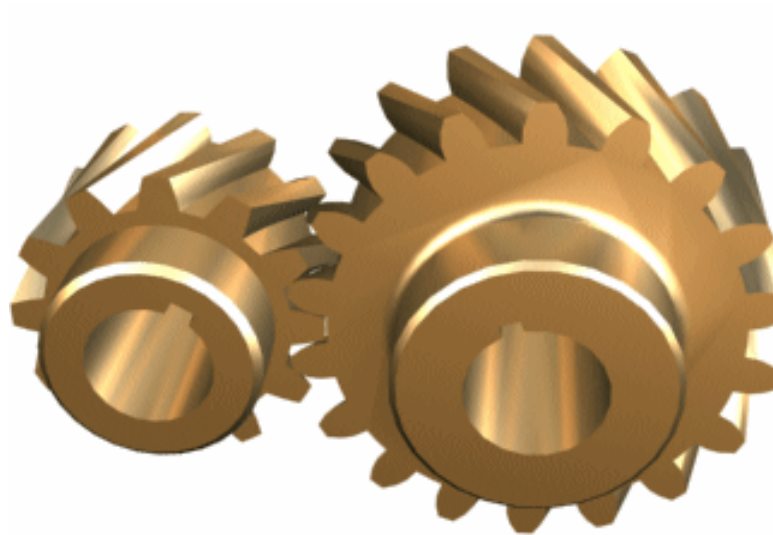


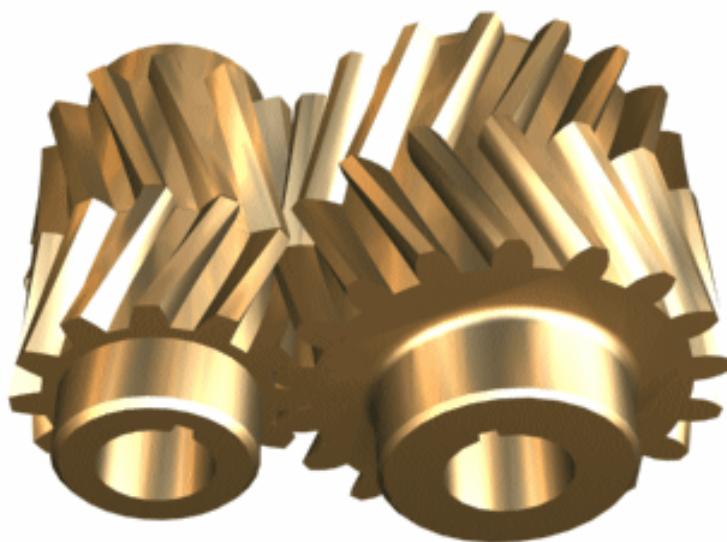
Рис. 4.2. Схеми форм поперечного перетину зуба
- за розміщенням на зубчастому вінці зубців:
прямоzubі (рис. 4.3а);



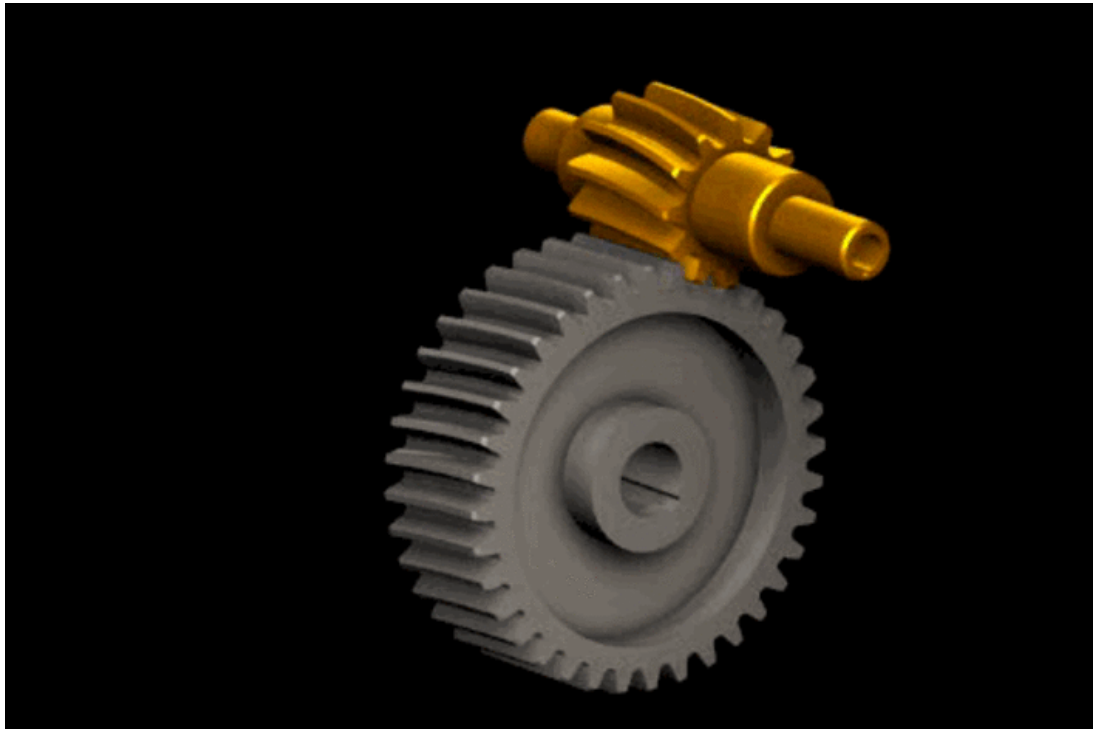
косозубі (рис. 4.3б);



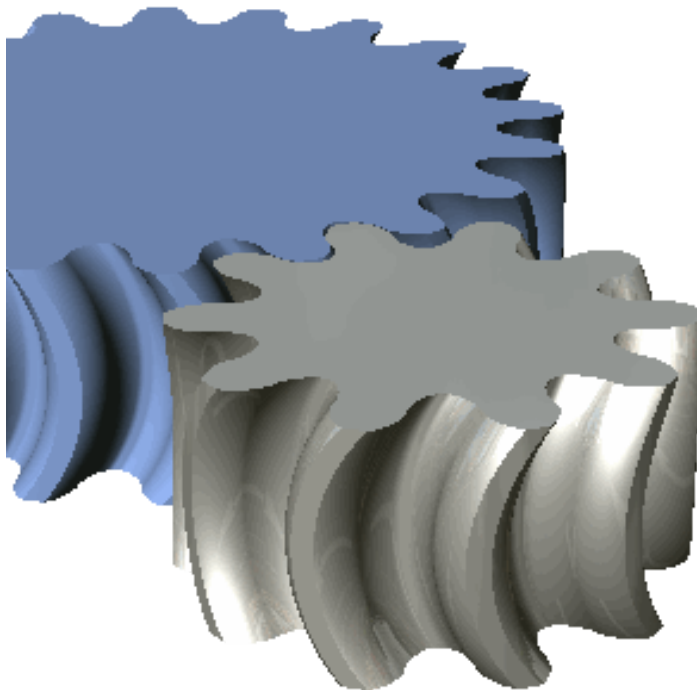
шевронні (рис. 4.3в);



кругові (рис. 4.3г);



аркові (рис. 4.3д);



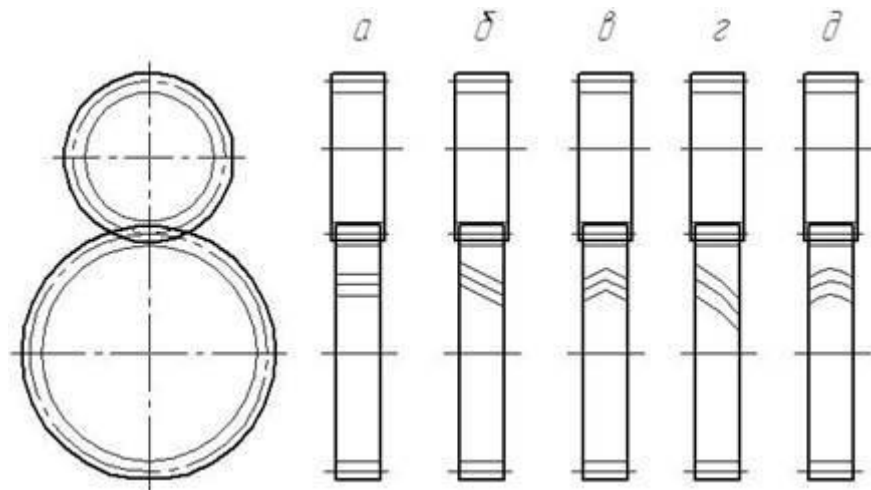
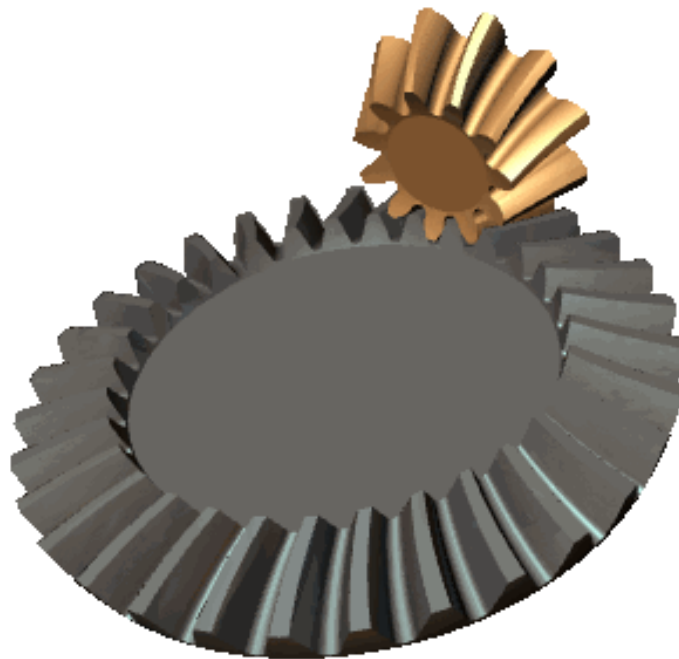


Рис. 4.3. Схеми розміщення на зубчастому вінці зубців
- за відносним розміщенням зубчастих коліс:
зовнішнього зачеплення (рис. 4.4а);



внутрішнього зачеплення (рис. 4.4б);

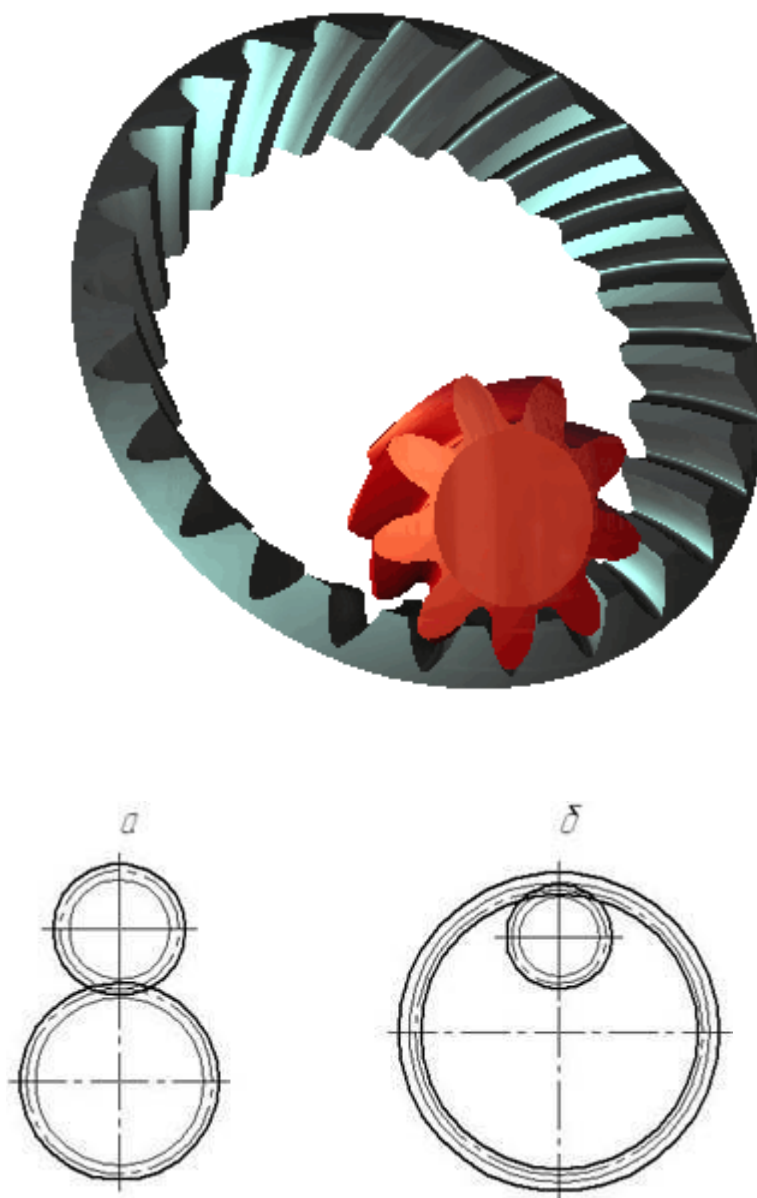


Рис. 4.4. Схеми відносного розміщення зубчастих коліс
- за конструкцією корпусу:
відкриті (рис. 4.5а);



закриті (рис. 4.56).

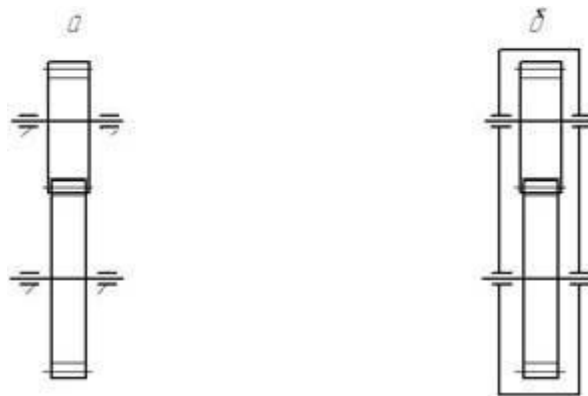


Рис. 4.5. Схеми передавачів за конструкцією корпусу

Виготовлення зубчастих коліс. Заготовки зубчастих коліс отримують литтям, ковкою або різанням. Зуби коліс виготовляють накатуванням, нарізанням, рідше литтям.

Накатування зубів. Застосовують в масовому виробництві. Попереднє формоутворення зубів циліндричних і конічних коліс проводиться гарячим накатуванням. Вінець сталеної заготовки нагрівають токами високої частоти до температури $\sim 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$, а потім обкатують між колесами-обкатниками. При цьому на вінці видавлюються зуби. Для отримання коліс більш високої точності проводять наступну [механічну обробку](#) зубів або холодне накатування – калібрування.

Холодне накатування зубів застосовують за модуля до 1 мм.

Нарізання зубів. Існує два методи нарізання зубів: копіювання і обкатка. *Метод копіювання* полягає у прорізанні впадин між зубами модульними фрезами: дисковими або пальцевими. Після прорізання впадини заготованку повертають на крок зачеплення. Профіль впадини представляє собою копію профілю різальної кромки фрези. Метод копіювання – неточний, використовують переважно в ремонтному ділі.

Нарізання зубів *методом обкатки* оснований на відтворенні зачеплення зубчастої пари, одним з елементів якої є різальний інструмент – черв'ячна фреза, довбляк або рейковий довбляк – гребінка. Черв'ячна фреза має в осьовому січенні форму інструментальної рейки. Під час нарізання зубів заготованка і фреза обертаються навколо своїх осей, забезпечуючи безперервність процесу.

Нарізання зубів черв'ячними фрезами широко використовують для виготовлення циліндричних коліс із зовнішнім розміщенням зубів. Для нарізання коліс з внутрішнім розміщенням зубів застосовують довбяки. Гребінками нарізають прямозубі і косозубі колеса з великим модулем зачеплення.

Нарізання зубів конічних коліс методом обкатки проводять струганням, фрезеруванням, інструментом з прямобічним профілем або різцевими головками.

Зуби точних коліс після нарізання підлягають обробці шевінгуванням, шліфуванням, притиркою або обкаткою.

Шевінгування застосовують для тонкої обробки незагартованих коліс. Виконують інструментом – шевером, який має вид зубчастого колеса з вузькими канавками на поверхні зубів. Обертаючись у зачепленні колесом, шевер знімає різальними кромками канавок волосоподібні стружки з зубів колеса.

Шліфування використовують для обробки загартованих зубів. Виконують шліфувальними кругами способом копіювання або обкатки.

Притирку виконують для обробки загартованих зубів. Виконують притиром – чавунним, точно виготовленим колесом з використанням притиральних абразивних паст.

Обкатку застосовують для загладжування шорсткості на поверхні незагартованих коліс. Впродовж 1–2 хв. зубчасте колесо обкатують під навантаженням з еталонним колесом великої твердості.

Поняття про зубчасте зачеплення зі зміщенням

Корегуванням називається поліпшення профілю зуба шляхом його окреслення другою ділянкою тієї самої евольвенти порівняно з нормальним зачепленням.

Корегування застосовують:

- а) для усунення підрізання зубів шестірні якщо $z < z_{\min}$;
- б) для підвищення згінної міцності зубів, що досягається збільшенням їх товщини;
- в) для підвищення контактної міцності, що досягається збільшенням радіуса кривизни в полюсі зачеплення;
- г) для одержання заданої міжосьової відстані.

Корегування здійснюється зміщенням інструментальної рейки на величину x_m . Додатним називається зміщення рейки від центра колеса, від'ємним – до центра.

Точність зубчастих передавачів

Під час виготовлення зубчастих передавачів виникають похибки, які полягають у відхиленнях кроку, співосності коліс, теоретичного профілю зубів, міжосьової відстані тощо. Всі ці похибки призводять до збільшеного шуму під час роботи та передчасного зносу передавача.

Точність зубчастих передавачів регламентується стандартами, в яких передбачено 12 ступенів точності з позначенням ступенів у порядку зменшення точності. Найбільше розповсюдження мають 6, 7, 8, 9-а ступені точності. 6 ступінь – високоточні передавачі, 9 – тихохідні передавачі пониженої точності.

2. Матеріали і конструкції зубчастих коліс

Виготовляють зубчасті колеса із різноманітних матеріалів, основним з яких є сталь. Найбільше застосовують якісні конструкційні сталі 40, 45, 50, сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г, леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА, сталеве литво – сталі 40Л, 45Л, 50Л, сірі чавуни марок СЧ18 – СЧ35 та інші. Сталі допускають зміну твердості і міцності за рахунок термічної або хіміко-термічної обробки, якою є нормалізація, поліпшення, об'ємне і поверхневе гартування, цементация та азотування. Залежно від твердості після термообробки сталеві зубчасті колеса поділяють на дві групи: з твердістю $H \leq 350HB$ (нормалізація і поліпшення) і з твердістю $H > 350HB$ (об'ємне і поверхневе гартування, цементация та азотування). Твердість шестірні H_1 рекомендують назначати більшою від твердості колеса H_2 ($H_1 = H_2 + (20 \dots 40) \cdot HB$). Зубчасті колеса з твердістю $H \leq 350HB$ нарізають після термообробки заготовки, а з твердістю $H > 350HB$ до термообробки. Тому термообробку здійснюють після нарізування зубців.

3. Види руйнування зубів

Практика експлуатації зубчастих передавачів показує, що найбільш характерними є такі види руйнування зубців: втомне викришування активних поверхонь (рис. 4.6а), поломка зубців (рис. 4.6б), відшарування поверхневих шарів зубців (рис. 4.6в), абразивне спрацювання (рис. 4.6г), пластична деформація (рис. 4.6д) та заїдання зубців (рис. 4.6е).

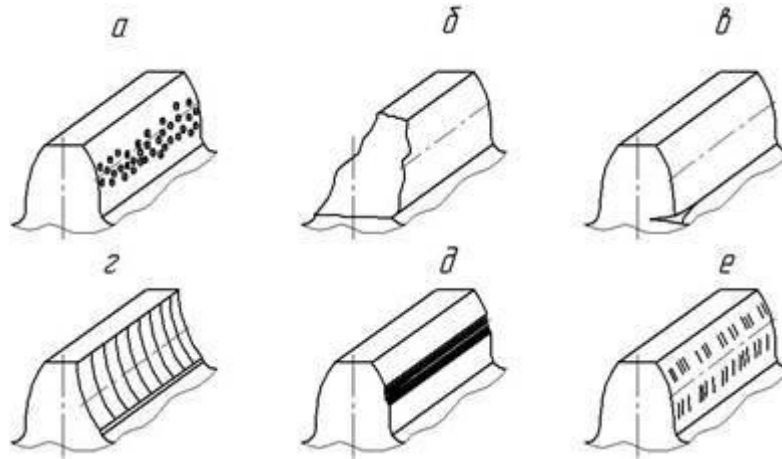


Рис. 4.6. Види руйнування зубців зубчастих коліс

Основними критеріями роботоздатності зубців зубчастих коліс є міцність та зносостійкість. Найглибше теоретично і практично досліджено явища втомного викришування активних поверхонь зубців, спричинені контактними напруженнями σ_H , та явища поломки зубців як результат циклічної дії напружень згину σ_F . Вибір норм допустимих напружень $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ сприяє запобіганню появи інших наведених видів руйнування зубців зубчастих коліс.

Допустимі напруження

Допустимі контактні напруження (тут і далі під час розрахунків зубчастих передавачів уведено деякі спрощення щодо ГОСТ 21354-87):

$$[\sigma_H] = 0,9 \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot k_{HL}}{S_H}, \quad (4.1)$$

де $\sigma_{H\lim b}$ — межа контактної витривалості поверхневих шарів зубців, яка відповідає базі випробувань N_{H0} . Для матеріалів з $H \leq 350HB$:

$$\sigma_{H\lim b} = 2 \cdot HB + 70, \text{ а } N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4}; \quad (4.2)$$

S_H — коефіцієнт безпеки, який враховує ступінь відповідальності передавача. Для передавачів загального призначення, за однорідної за

об'ємом структури матеріалу, яка забезпечується термообробкою нормалізацією або поліпшенням – $S_H = 1.1$. У разі неоднорідної структури (поверхнєве гартування, цементація, азотування) – $S_H = 1.2$; k_{HL} – коефіцієнт довговічності. Враховує вплив строку служби і режиму навантаження передавача. Визначається з співвідношення N_{H0} і N_{Σ} . Сумарну кількість циклів навантаження зубців за весь строк роботи передавача знаходять за формулою:

$$N_{\Sigma} = \frac{1800}{\pi} \cdot \omega \cdot L_n, \quad (4.3)$$

де: L_n – строк служби передавача в годинах; ω – кутова швидкість шестірні ($\omega_{ш}$) або колеса (ω_k), c^{-1} .

Для довгопрацюючих передавачів, якщо $N_{\Sigma} \cdot k_{HE} \geq N_{H0}$, коефіцієнт довговічності приймається:

- за змінних режимів навантаження $k_{HL} = 1.0$;
- за постійних режимів навантаження визначають за формулою:

$$k_{HL} = \sqrt[2.4]{\frac{N_{H0}}{N_{\Sigma} \cdot k_{HE}}}, \text{ але } \geq 0.9. \quad (4.4)$$

Якщо $N_{\Sigma} \cdot k_{HE} < N_{H0}$ для змінного і постійного режимів навантаження:

$$k_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{\Sigma} \cdot k_{HE}}}, \text{ але } \leq 2.6, \quad (4.5)$$

де k_{HE} – коефіцієнт інтенсивності навантаження.

Допустимі контактні напруження визначають для шестірні ($[\sigma_H]_{ш}$) і колеса ($[\sigma_H]_k$). Для розрахунку передавача приймають менше із двох допустимих напружень.

Допустимі напруження за згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot k_{FL}}{S_F} \cdot k_{FC}, \quad (4.6)$$

де σ_{Flimb} – межа витривалості зубців за згину, яка відповідає базі випробувань N_{F0} . Для матеріалів з $H \leq 350HB$:

$$\sigma_{F\lim b} = HB + 260, \text{ а } N_{F0} = 4 \cdot 10^6; \quad (4.7)$$

k_{FL} – коефіцієнт довговічності: якщо $N_L \cdot k_{FE} \geq N_{F0}$ приймається $k_{FL} = 1,0$,
якщо $N_L \cdot k_{FE} \leq N_{F0}$ визначають за формулою:

$$k_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_L \cdot k_{FE}}}, \text{ але } \leq 2,0, \quad (4.8)$$

де: k_{FE} – коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження;

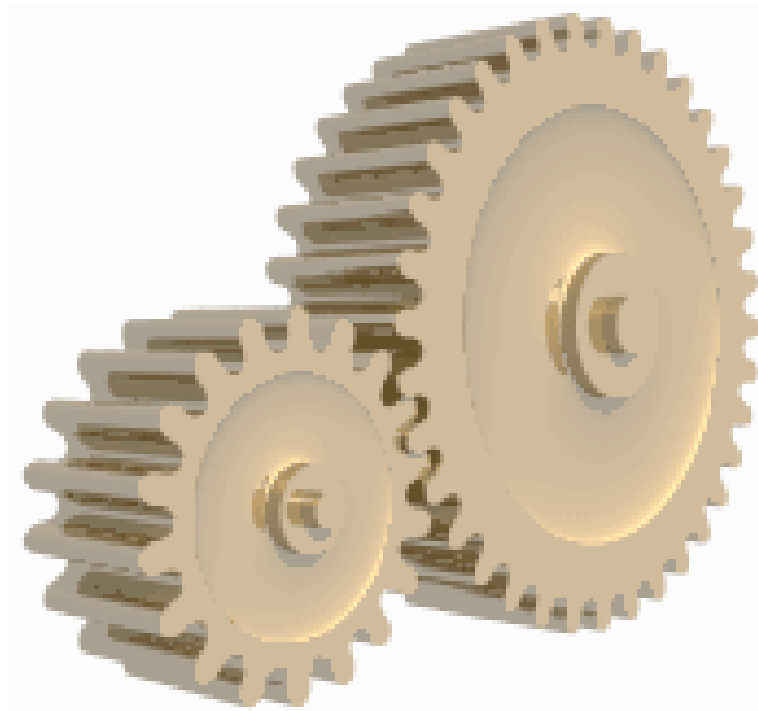
k_{FC} – коефіцієнт реверсивності навантаження;

S_F – коефіцієнт безпеки.

Усі коефіцієнти вибирають із довідкової літератури. Допустимі напруження за згину визначають для шестірні ($[\sigma_F]_{ш}$) і колеса ($[\sigma_F]_k$).

Рекомендації щодо граничних контактних напружень $[\sigma]_{H\max}$ і граничних напружень згину $[\sigma]_{F\max}$ наведено в літературі з деталей машин.

4. Прямозубі циліндричні передавачі. Основні геометричні співвідношення. Сили, що діють у зачепленні



У прямозубому передавачі зуби входять в зачеплення зразу по всій довжині. Через неточність виготовлення передавача і його знос процес виходу однієї пари зубів із зачеплення і початок зачеплення іншої пари супроводжується ударами і шумом, сила яких зростає із збільшенням колової

швидкості коліс. Прямозубі передавачі використовують за невисоких та середніх колових швидкостей; відкриті передавачі, як правило, роблять прямозубими.

Згідно з основною теоремою зачеплення для знижувальних передавачів **передатне число** $u = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1$. Для пари циліндричних зубчастих коліс рекомендується $u < 3 \dots 6$.

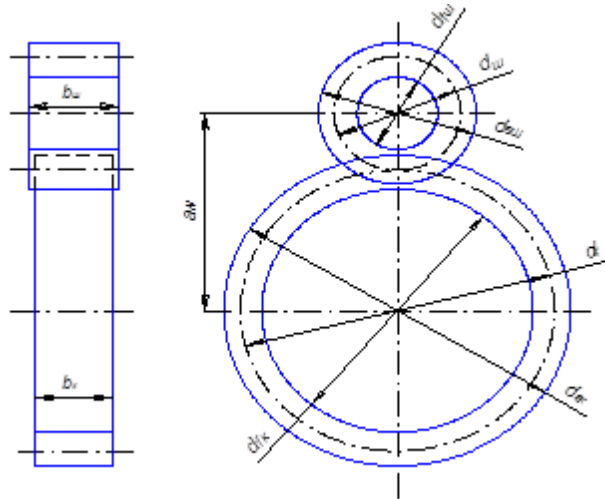


Рис. 4.7. Геометричні розміри циліндричного зубчастого передавача

Розміри зубчатого колеса виражають через модуль і кількість зубів z .

Ділильний і початковий діаметри $d = d_w = mz$

Діаметр вершин $d_a = d + 2h_a = d + 2m$

Діаметр впадин $d_f = d - 2h_f = d - 2,5m$

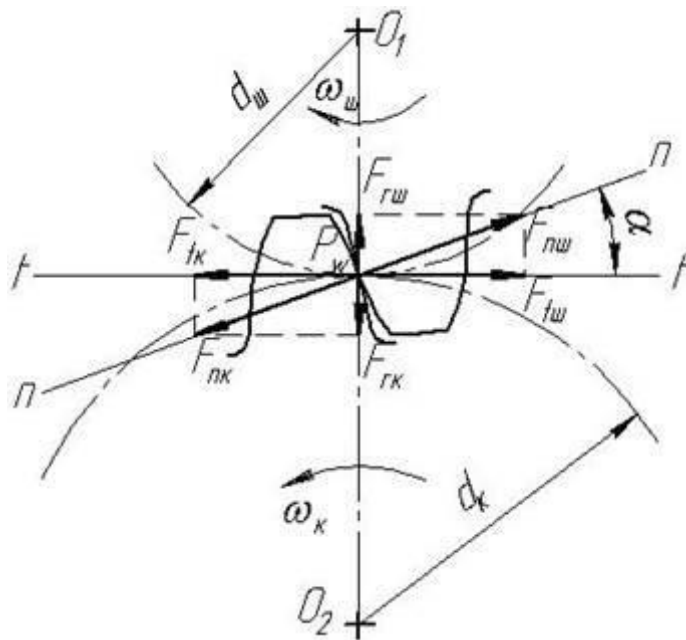


Рис. 4.8. Схема сил у зачепленні

У прямозубих циліндричних передавачах (рис. 4.8 і рис. 4.9а):

- колова сила

- радіальна сила

- осьова сила

$$\begin{aligned} F_{тш} &= F_{тк} = \frac{2M_{ш}}{d_{ш}} ; \\ F_{рш} &= F_{рк} = F_{тш} \cdot \operatorname{tg} \alpha ; \\ F_{ош} &= F_{ок} = 0 . \end{aligned} \quad (4.18)$$

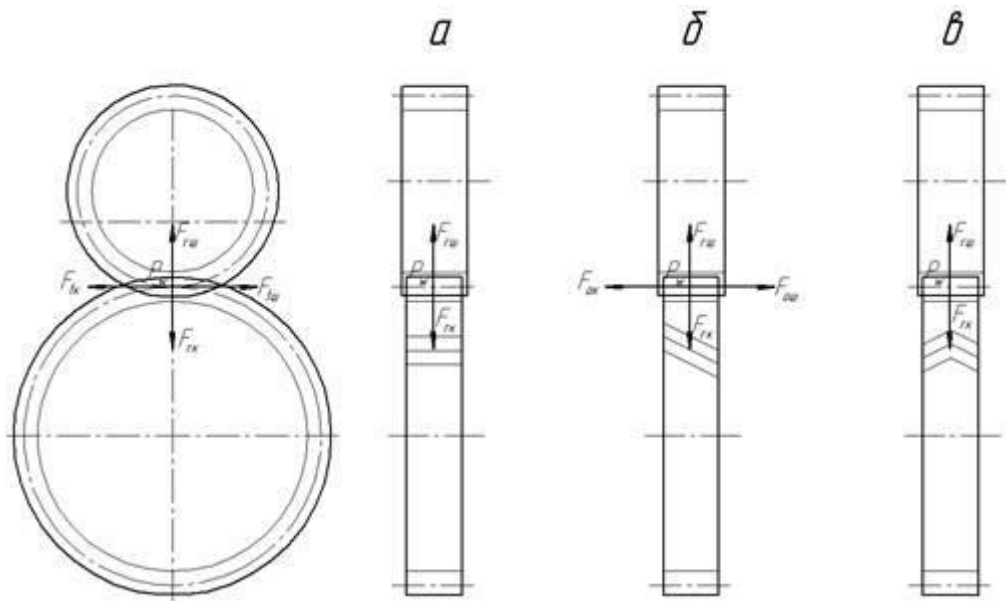


Рис. 4.9. Схема сил у передавачах

5. Розрахунок зубів на контактну і згинальну витривалість. Вибір основних параметрів, розрахункових коефіцієнтів, допустимих напружень

Загальні відомості про розрахунок на міцність циліндричних евольвентних зубчастих передавачів

Розрахунком на міцність визначають розміри зубчастого передавача, за яких не виникає небезпека пошкодження зубів коліс. Це можливо у разі взаємозв'язаного розрахунку міцності та геометрії зачеплення, тому що із зміною геометрії міняється і навантажувальна спроможність зубчастого зачеплення.

Розрахунок на міцність сталевих циліндричних зубчастих передавачів зовнішнього зачеплення з модулем $m > 1$ мм стандартизований. У курсі «Деталі машин» вивчають основи такого розрахунку. При цьому вводять деякі спрощення, які мало впливають на результати для більшості випадків практики. У розрахунках використовують багато різних коефіцієнтів. Коефіцієнти, загальні для розрахунку на контактну міцність та згин,

позначають літерою K , спеціальні коефіцієнти для розрахунку на контактну міцність – літерою Z , на згин – літерою Y .

Закриті передавачі розраховують на попередження викришування робочих поверхонь зубів і їх поламки (згину). Розміри передавача визначають розрахунком на контактну міцність, а розрахунок зубів несе перевіряльний характер з метою визначення мінімально можливого значення модуля.

Відкриті зубчасті передавачі розраховують на контактну міцність з послідуною перевіркою зубів на згин з розрахунком їх зносу.

Розрахунок прямозубих передавачів на втому і міцність за згину

Під час розрахунків на втому за згину зубець розглядають як [консольну балку](#) (рис. 4.10). Розрахункове навантаження прикладається до вершини зубця, тобто коли він входить у зачеплення. Це найнебезпечніший випадок навантаження зубця, за якого виникають максимальні напруження згину в його основі.

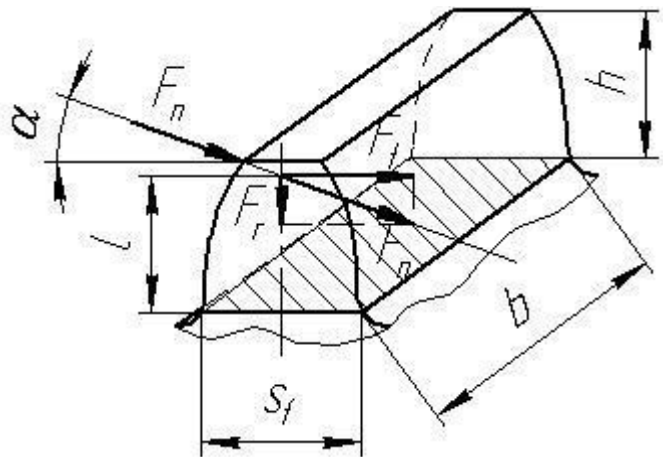


Рис. 4.10. Розрахункова схема зуба на згин

Перенесемо точку прикладання сили F_n на вісь симетрії зубця і розкладемо на сили F_t і F_r . Сила F_t згинає, а сила F_r – стискає зубець. Деформація стиску незначна і ми нехтуємо нею. Запишемо умову міцності на згин:

$$\sigma_F = \frac{M_F}{W_F} \leq [\sigma_F], \quad (4.19)$$

де: $M_F = F_t \cdot l$ – момент згину; $W_F = b \cdot s_f^2 / 6$ – момент опору згину основи зубця. Розміри l , b і s_f показано на рис. 4.10. Величини l і s_f пропорційні модулю m_n : $l = l' \cdot m_n$, а $s_f = s'_f \cdot m_n$, де l' і s'_f – коефіцієнти

пропорційності. Підставимо значення M_F і W_F в умову міцності на згин, отримаємо:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n^2} \cdot \frac{\delta l'}{(s'_f)^2} \leq [\sigma_F] \quad (4.20)$$

де $\delta l' / (s'_f) = y_F$ – коефіцієнт форми зубця, який залежить від кількості зубців шестерень ($z_{ш}$) або колеса ($z_{к}$). На рис. 4.11 показано схеми форм зубців: рис. 4.11а – для зубчастого колеса з $z < 42$, де профіль зуба складається з евольвенти 1, радіальної ділянки 2 і галтелі 3; рис. 4.11б – для зубчастого колеса з $z \geq 42$, де профіль зуба складається з евольвенти 1 і галтелі 3.

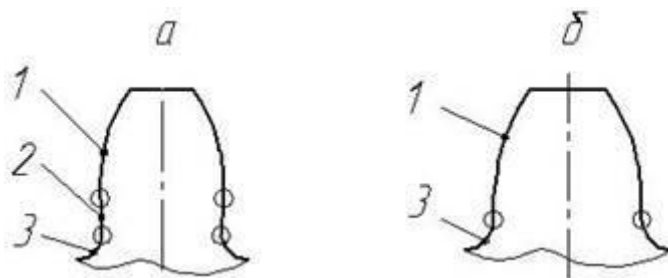


Рис.4.11. Схеми форм зубців

Якщо виразити колову силу F_t через крутний момент M

$$\sigma_F = \frac{2M \cdot y_F}{b \cdot z \cdot m_n^2} \leq [\sigma_F] \quad (4.21)$$

Під час перевіряльних розрахунків оцінюють втомну міцність зуба шестірні та зуба колеса.

Під час проектного розрахунку приймають $b = \psi_{bm} \cdot m_n$ і визначають модуль:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M \cdot y_F}{\psi_{bm} \cdot z \cdot [\sigma_F]}} \quad (4.22)$$

де ψ_{bm} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця.

Отримане значення m_n округляють до стандартного. Такий проектний розрахунок виконують для відкритих зубчастих передавачів.

Щоб забезпечувати потрібну міцність зубців за згину максимальним навантаженням, необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \cdot (M_{\max} / M_H) \leq [\sigma]_{F_{\max}} \quad (4.23)$$

Розрахунок прямозубих передавачів на контактну втому та міцність

У цьому прикладі розглянуто зубчастий циліндричний прямозубий передавач з зовнішнім зачепленням зубців. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому ведеться для моменту зачеплення їх у полюсі P_w , оскільки викривування починається в зоні полюсної лінії (рис. 4.12).

Запишемо умову контактної міцності:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \cdot E_{\Sigma} / \rho_{\Sigma}} \leq [\sigma_H], \quad (4.24)$$

де $q = F_n / b$ – розподілене навантаження в контакті зубців. Якщо $F_n = F_t / \cos \alpha$, а $F_t = 2M_{\Sigma} / d_{\Sigma}$, тоді $q = 2M_{\Sigma} / (b \cdot d_{\Sigma} \cdot \cos \alpha)$; $E_{\Sigma} = 2 \cdot E_{\Sigma} \cdot E_{\kappa} / (E_{\Sigma} + E_{\kappa})$ – зведений модуль пружності першого роду, де E_{Σ}, E_{κ} – модулі пружності першого роду, відповідно матеріалів шестірні і колеса; ρ_{Σ} – зведений радіус кривизни евольвент у точці P_w контакту зубців. Зведена кривизна евольвент у точці контакту:

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{\rho_{\Sigma}} + \frac{1}{\rho_{\kappa}}, \quad (4.25)$$

де $\rho_{\Sigma} = 0,5d_{\Sigma} \cdot \sin \alpha$ – радіус кривизни евольвенти зуба шестірні;
 $\rho_{\kappa} = 0,5d_{\kappa} \cdot \sin \alpha$ – радіус кривизни евольвенти зуба колеса.

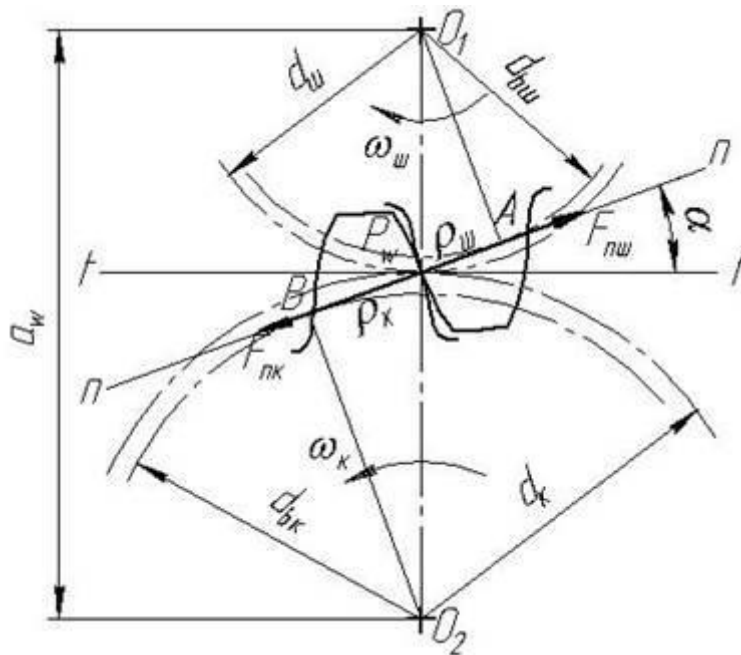


Рис. 4.12. Розрахункова схема на контактну деформацію

Якщо $d_{\kappa} = u \cdot d_{\Sigma}$, після підставлення отримаємо:

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{2}{d_{\Sigma} \cdot \sin \alpha} \cdot \frac{u+1}{u} \quad (4.26)$$

Підставимо значення q і ρ_{Σ} в умову контактної міцності, після перетворень отримаємо:

$$\sigma_H = 1,47 \sqrt{\frac{M_{\Sigma} \cdot E_{\Sigma}}{b_k \cdot d_{\Sigma}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (4.27)$$

Отримана умова міцності контакту зубців за перевіряльного розрахунку. За проектного розрахунку визначають міжосьову відстань a_w . Якщо прийняти, що $d_{\Sigma} = 2a_w / (u+1)$, а $b_k = \psi_{\Sigma a} \cdot a_w$ і підставити в умову міцності, після перетворень отримаємо:

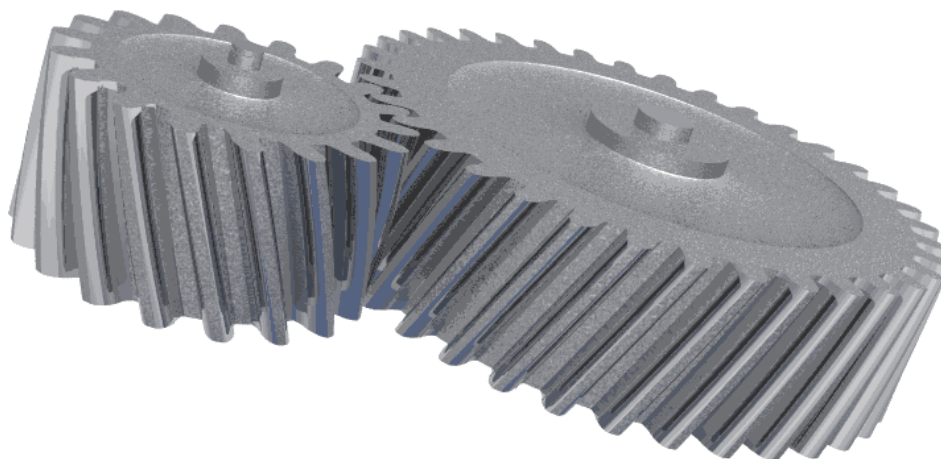
$$a_w = 0,81 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\Sigma} \cdot E_{\Sigma}}{\psi_{\Sigma a} \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{(u+1)^3}{u}} \quad (4.28)$$

Далі визначають модуль зачеплення $m_n = 2a_w / (z_{\Sigma} + z_k)$, округляють до стандартного значення і розраховують геометричні розміри закритих циліндричних прямозубих передавачів.

Щоб забезпечувати потрібну контактну міцність зубців за максимального навантаження, необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{M_{\max} / M_H} \leq [\sigma]_{H\max} \quad (4.29)$$

6. Непрямозубі циліндричні передавачі. Основні геометричні співвідношення. Сили, що діють у зачепленні



© Friedrich A. Lohmüller, 2010

Основний геометричний параметр зубчастого непрямого циліндричного передавача є **модуль** $m = d / z$ – кількість міліметрів діаметра (d) дільного кола, що припадає на один зуб (z). Зубчасті циліндричні передавачі мають два модулі: m_n – **нормальний** і m_t – **торцевий**. Стандартним є нормальний модуль. Зв'язок між модулями має вид: $m_n = m_t \cdot \cos \beta$, де β – кут нахилу зубців, приймається: для косозубих коліс $\beta = 8^\circ \dots 25^\circ$; для шевронних коліс $\beta = 22^\circ \dots 45^\circ$.

Для визначення геометричних розмірів зубчастого циліндричного передавача потрібно мати кількість зубців шестірні ($z_{ш}$) і кількість зубців колеса ($z_{к}$). Рекомендовано приймати $z_{ш} = 18 \dots 30$, а $z_{к} = z_{ш} \cdot u$, де u – передатне число зубчастого циліндричного передавача.

У косозубих циліндричних передавачах (рис. 4.9б):

$$\begin{aligned}
 & \text{- колова сила} & F_{тш} = F_{тк} &= \frac{2M_{ш}}{d_{ш}}; \\
 & \text{- радіальна сила} & F_{рш} = F_{рк} &= F_{тш} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \\
 & \text{- осьова сила} & F_{аш} = F_{ак} &= F_{тш} \cdot \operatorname{tg} \beta.
 \end{aligned} \tag{4.30}$$

У шевронних циліндричних передавачах (рис. 4.9в):

$$\begin{aligned}
 & \text{- колова сила} & F_{тш} = F_{тк} &= \frac{2M_{ш}}{d_{ш}}; \\
 & \text{- радіальна сила} & F_{рш} = F_{рк} &= F_{тш} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \\
 & \text{- осьова сила} & F_{аш} = F_{ак} &= 0.
 \end{aligned} \tag{4.31}$$

7. Особливості розрахунку непрямозубих передавачів на контактну міцність та згин

В інженерній практиці використовують загальні вирази для розрахунків прямозубих, косозубих і шевронних передавачів.

Під час розрахунків на втому за згину:

- перевіряльний розрахунок:

$$\sigma_F = 2Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{MK_F}{zbm_n^2} \leq [\sigma_F], \quad (4.32)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба: вибирають за еквівалентною кількістю зубців шестірні ($z_{Vш}$) і колеса ($z_{Vк}$): для прямозубих передавачів $z_{Vш} = z_{ш}$ і $z_{Vк} = z_{к}$;

для косозубих і шевронних передавачів $z_{Vш} = \frac{z_{ш}}{\cos^3 \beta}$ і $z_{Vк} = \frac{z_{к}}{\cos^3 \beta}$; Y_ε –

коефіцієнт перекриття зубців; Y_β – коефіцієнт нахилу зубів: визначають

$Y_\beta = 1,0 - \frac{\beta}{140}$. Тут кут β в градусах; K_F – коефіцієнт навантаження за згину, визначають за формулою $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$, де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною вінця зубчастого колеса; K_{FV} – коефіцієнт динамічності навантаження.

- проектний розрахунок:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M \cdot K_F}{\psi_{bm} \cdot z \cdot [\sigma_F]} \cdot Y_F \cdot Y_\alpha \cdot Y_\beta} \quad (4.33)$$

Під час розрахунків на втому за контактної деформації:

- перевіряльний розрахунок:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2M_u K_H u + l}{d_w^2 b_k u}} \leq [\sigma_H], \quad (4.34)$$

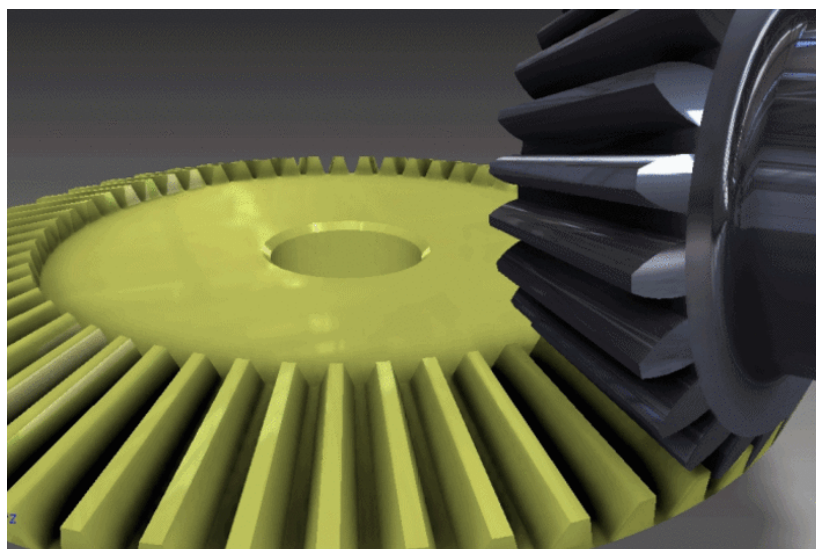
де: $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубців; $Z_M = 275 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$ – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс; Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній спряжених зубців, визначається: для прямозубих передавачів $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$; для косозубих і шевронних передавачів $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$. Тут $\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{Z_w} + \frac{1}{Z_k})] \cdot \cos \beta$ – коефіцієнт торцевого перекриття; K_H – коефіцієнт навантаження, визначають $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$, де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною вінця зубчастого колеса; $K_{H\nu}$ – коефіцієнт динамічності навантаження.

- **проектний розрахунок:**

$$a_{wmin} = k_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{M_w \cdot k_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (4.35)$$

де k_a – розрахунковий коефіцієнт, приймається: для прямозубих передавачів $k_a = 4950 \text{ Па}^{1/3}$; для косозубих і шевронних передавачів $k_a = 4300 \text{ Па}^{1/3}$.

8. Прямозубі конічні передавачі: основні геометричні співвідношення



Зубчастий конічний передавач – це триланковий механізм, у якого дві рухомі ланки є конічними зубчастими колесами (рис. 4.13). Менше з двох

зубчастих коліс 1 називають шестірнею, а більше 2 – колесом. Термін «зубчасте колесо» належить до обох коліс передавача. Зубчасті конічні передавачі застосовують у тих випадках, коли осі валів перетинаються. Коефіцієнт корисної дії їх дорівнює $0,95 \dots 0,96$, оптимальне передатне число $u = 3 \dots 4$.

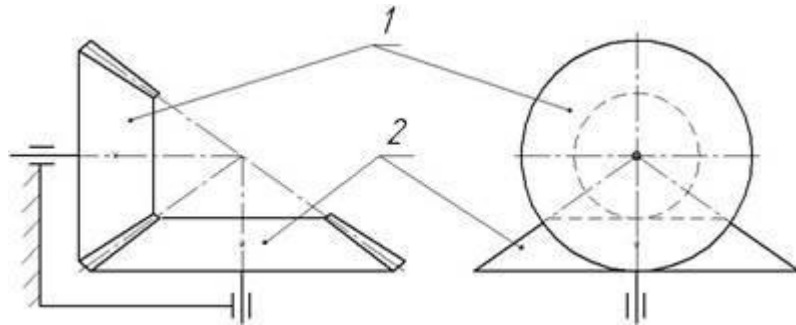


Рис.4.13. Схема зубчастого конічного передавача

Зубчасті конічні передавачі класифікують за такими ознаками:

- за формою поперечного перетину зубців: евольвентні (рис. 4.14а); циклоїдні (рис. 4.14б); кругові (рис. 4.14в);

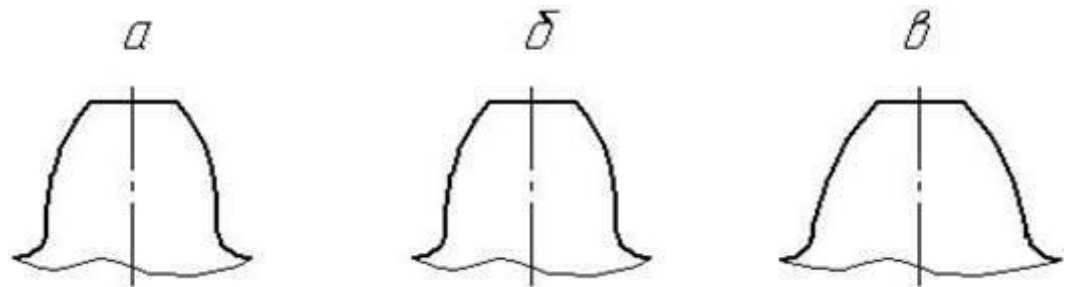
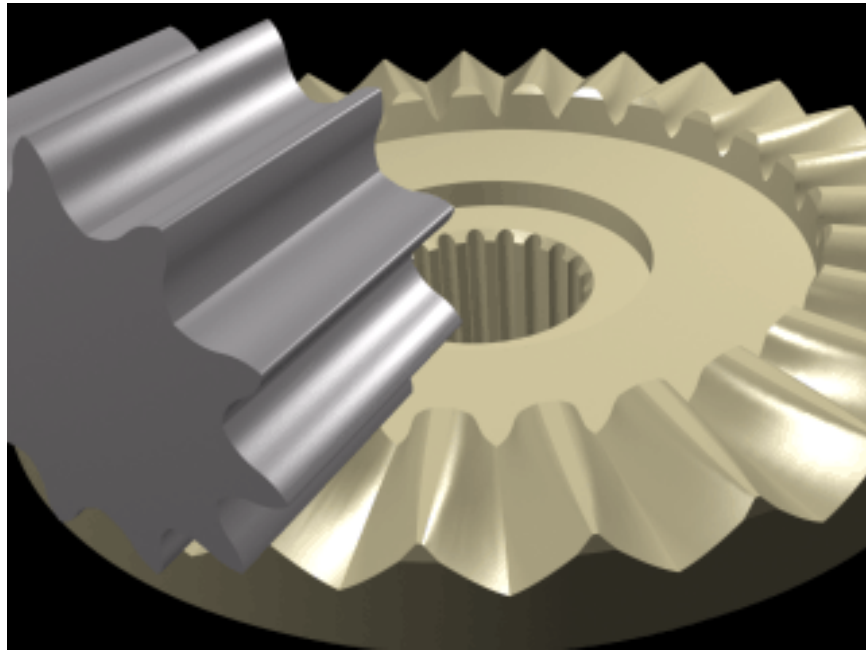
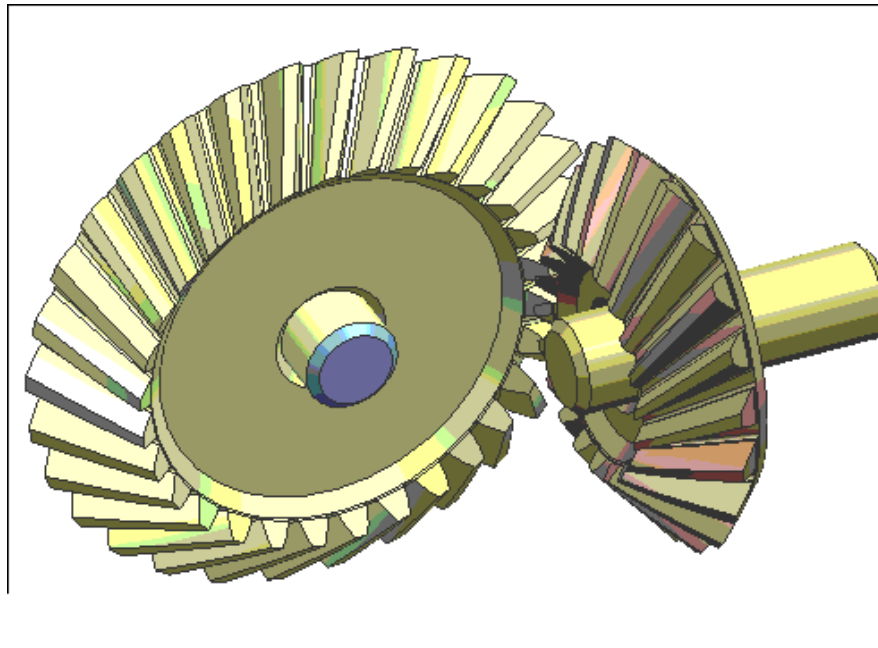


Рис. 4.14. Схеми форм поперечного перетину зуба

- за розміщенням на зубчастому вінці зубців:
- прямозубі (рис. 4.15а);



- косозубі (рис. 4.15б);



- кругові (рис. 4.15в);

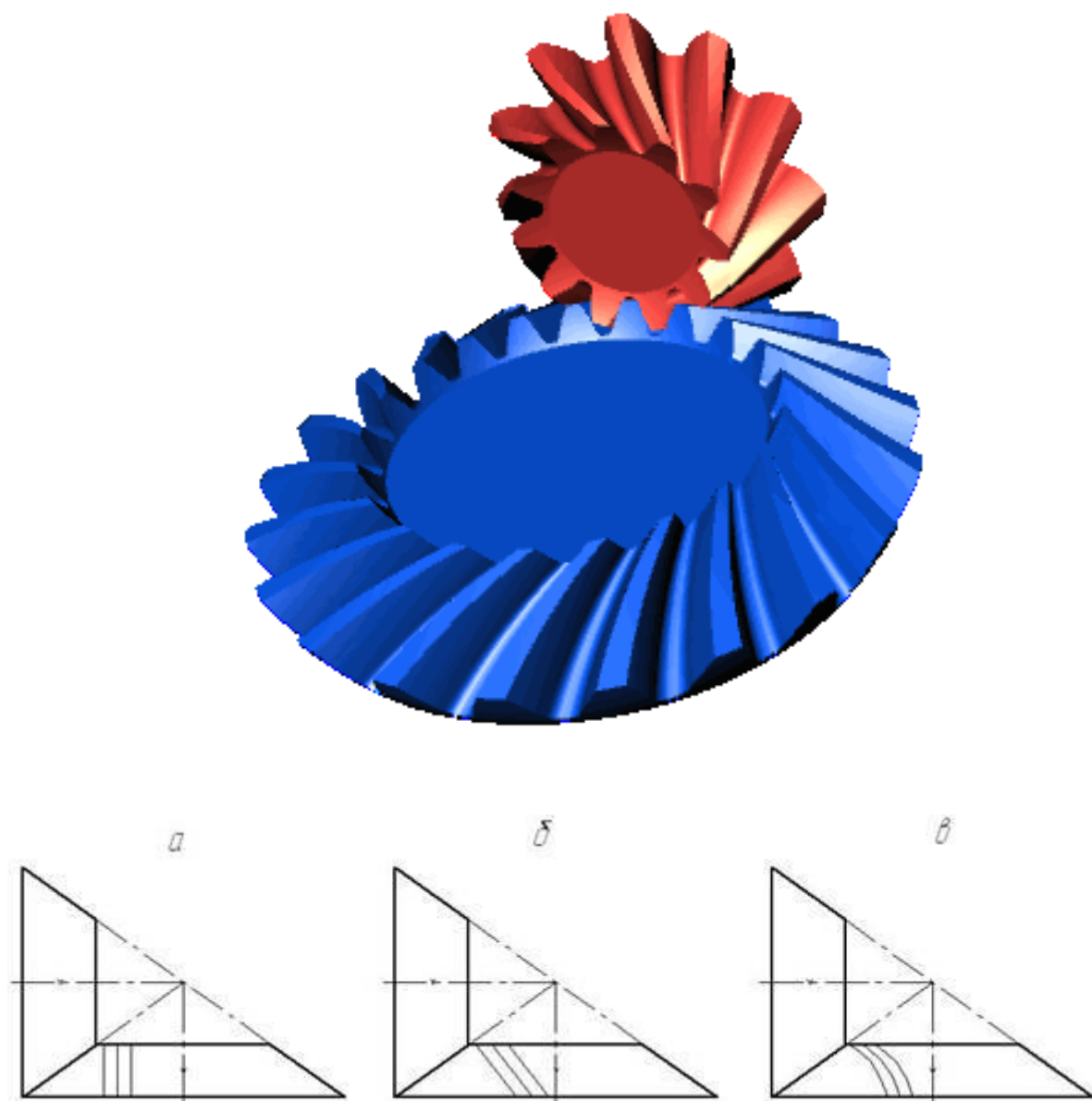
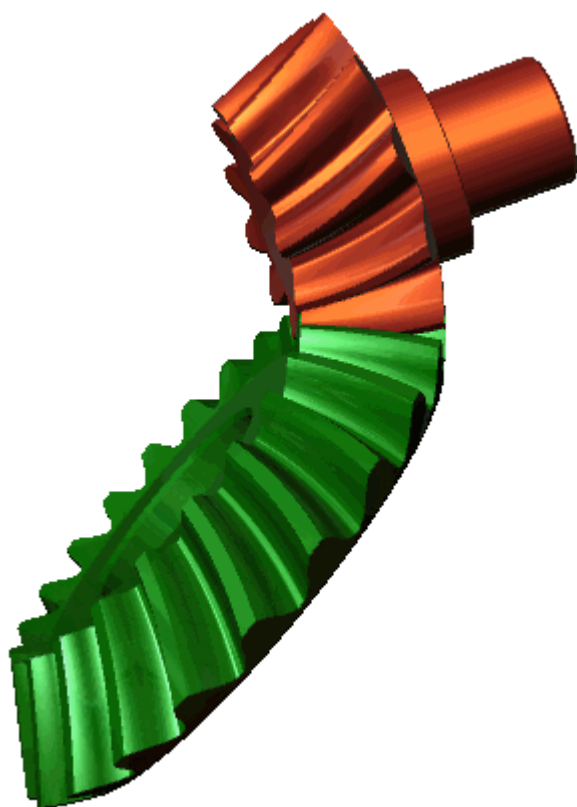


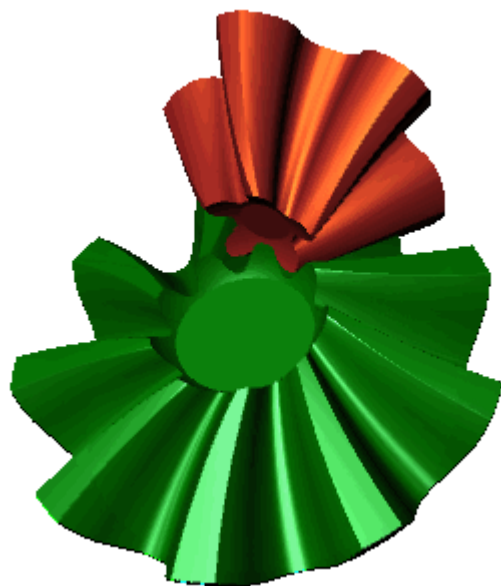
Рис. 4.15. Схеми розміщення зубців на зубчастому вінці

- за кутом перетину осей Σ :

з кутом $\Sigma < 90^\circ$ (рис. 4.16a);



з кутом $\Sigma = 90^\circ$ (рис. 4.16б);



з кутом $\Sigma > 90^\circ$ (рис. 4.16в);

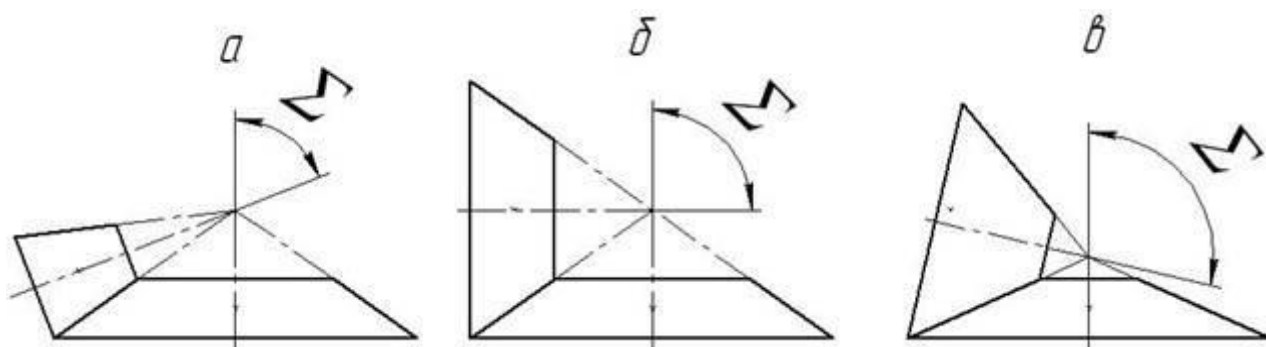
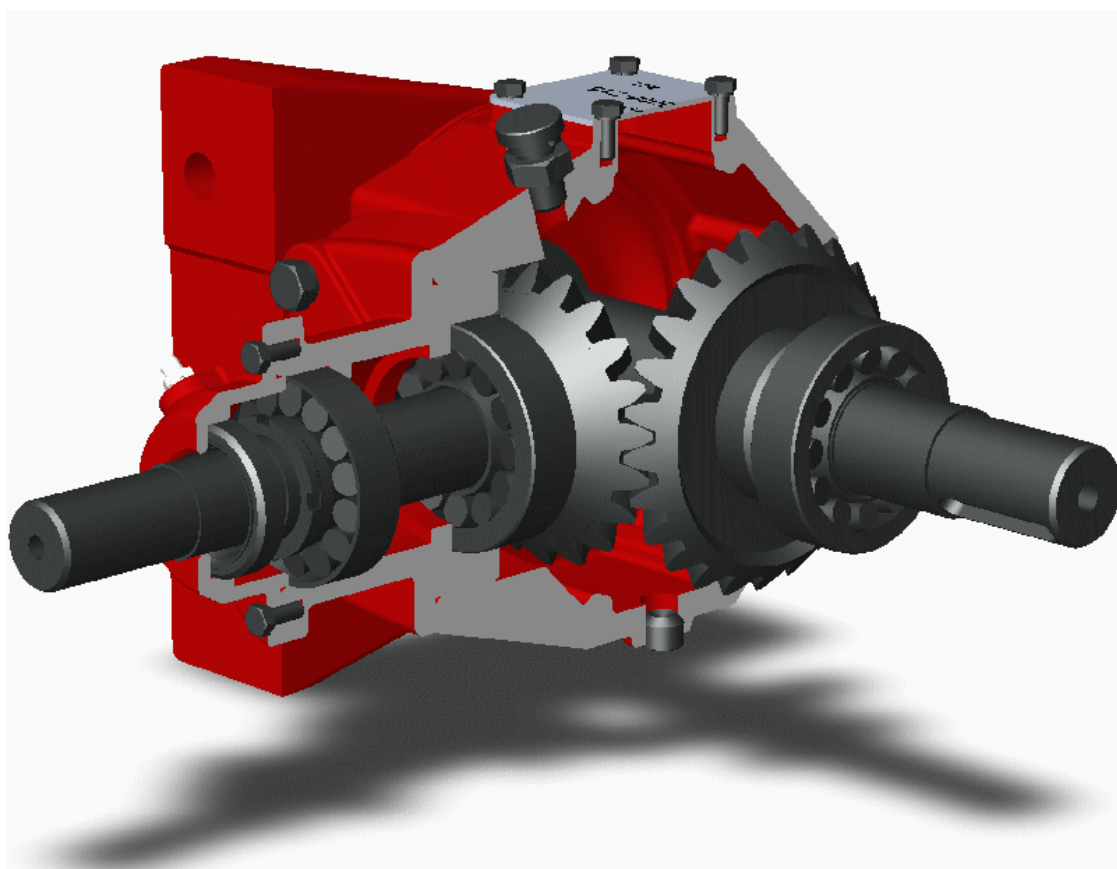


Рис. 4.16. Схеми за кутом перетину осей

- за конструкцією корпусу;
- відкриті (рис. 4.17а);



- закриті (рис. 4.17б).



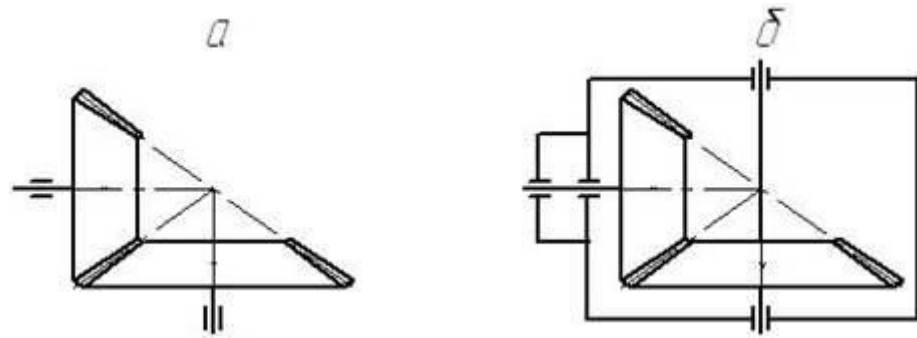


Рис. 4.17. Схеми передавачів за конструкцією корпусу

Питання про матеріали зубчастих конічних коліс, їх термообробку і виготовлення, види руйнування зубців і критерії їх роботоздатності, допустимі напруження розглядаються, як і для зубчастих циліндричних коліс.

Геометричні параметри і розміри

Основний геометричний параметр зубчастого конічного передавача є зовнішній коловий модуль $m_e = d_e / z$ – число міліметрів зовнішнього ділильного діаметра (d_e), що припадає на один зуб (z). Крім того, зубчасті конічні передавачі мають середній коловий модуль $m_m = d_m / z$ – число міліметрів середнього ділильного діаметра (d_m), що припадає на один зуб (z). Стандартом є **зовнішній коловий модуль**. Для визначення геометричних розмірів зубчастого конічного передавача потрібно мати кількість зубців шестірні ($z_{ш}$) і кількість зубців колеса (z_k). Рекомендовано приймати $z_{ш} = 18 \dots 30$, а $z_k = z_{ш} \cdot u$, де u – передатне число зубчастого конічного передавача.

Для передавачів стандартного вихідного контуру за СТ СЭВ 516-77 (який встановлює кут профілю зуба $\alpha = 20^\circ$, коефіцієнт висоти головки зуба $h_a^* = 1,0$ і коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,2$) розміри зубчастого передавача визначають за формулами.

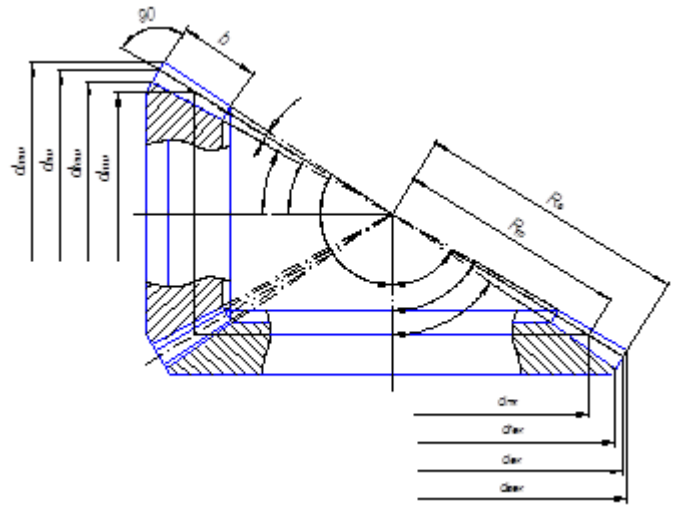


Рис. 4.18 Геометричні розміри конічного зубчастого передавача

Зовнішня ділильна конусна відстань $R_e = 0,5m_\epsilon \sqrt{z_{ш}^2 + z_k^2}$. (4.36)

Ширина вінця зубчастих коліс $b = k_{b\epsilon} R_e$. (4.37)

Середня ділильна конусна відстань $R_m = R_e - 0,5b$. (4.38)

Середній коловий модуль $m_m = m_\epsilon \frac{R_m}{R_e}$. (4.39)

Зовнішня висота головки зуба $h_{a\epsilon} = m_\epsilon$. (4.40)

Зовнішня висота ніжки зуба $h_{f\epsilon} = 1,2m_\epsilon$. (4.41)

Зовнішня висота зуба $h_\epsilon = 2,2m_\epsilon$. (4.42)

Кут головки зуба $tg\theta_a = \frac{m_\epsilon}{R_e}$. (4.43)

Кут ніжки зуба $tg\theta_f = \frac{1,2m_\epsilon}{R_e}$. (4.44)

Розміри шестірни:

- зовнішній ділильний діаметр	$d_{ew} = m_\epsilon z_{ш}$;
- середній ділильний діаметр	$d_{mw} = m_m z_{ш}$;
- кут ділильного конуса	$\delta_{ш} = arctg \frac{l}{u}$;
- зовнішній діаметр вершин зубів	$d_{aew} = d_{ew} + 2m_\epsilon \cos \delta_{ш}$;

(4.45)

- зовнішній діаметр западин $d_{f\epsilon\omega} = d_{\epsilon\omega} - 2,4m_{\epsilon} \cos \delta_{\omega} ;$
- кут конуса вершин $\delta_{\omega\omega} = \delta_{\omega} + \theta_a ;$
- кут конуса западин $\delta_{f\omega} = \delta_{\omega} - \theta_f .$

Розміри колеса:

- зовнішній ділительний діаметр $d_{\epsilon\kappa} = m_{\epsilon} z_{\kappa} ;$
 - середній ділительний діаметр $d_{m\kappa} = m_{\kappa} z_{\kappa} ;$
 - кут ділительного конуса $\delta_{\kappa} = \arctg u ;$
 - зовнішній діаметр вершин зубів $d_{\omega\epsilon\kappa} = d_{\epsilon\kappa} + 2m_{\epsilon} \cos \delta_{\kappa} ;$
- (4.46)
- зовнішній діаметр западин $d_{f\epsilon\kappa} = d_{\epsilon\kappa} - 2,4m_{\epsilon} \cos \delta_{\kappa} ;$
 - кут конуса вершин $\delta_{\omega\kappa} = \delta_{\kappa} + \theta_a ;$
 - кут конуса западин $\delta_{f\kappa} = \delta_{\kappa} - \theta_f .$

Тут $k_{b\epsilon} = b / R_{\epsilon} = 0,25 \dots 0,30$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця.

9. Сили в зачепленні

У зубчастих конічних передавачах діють колові, радіальні та осьові сили.

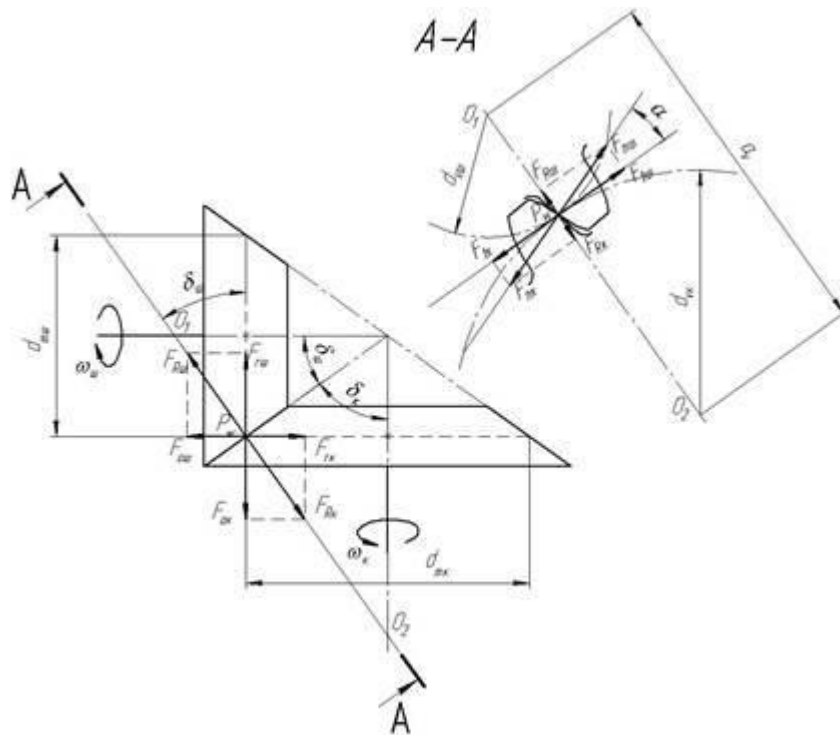


Рис. 4.19. Схема сил у зачепленні

Для зачеплення прямозубої конічної передачі виконуються рівності:
 $F_{tu} = F_{rk}$; $F_{ru} = F_{ak}$; $F_{au} = F_{rk}$, де F_{tu} і F_{rk} , F_{ru} і F_{rk} , F_{au} і F_{ak} – сили в зачепленні, відповідно **колові**, **радіальні** та **осьові** на шестірні і колеса, які визначають:

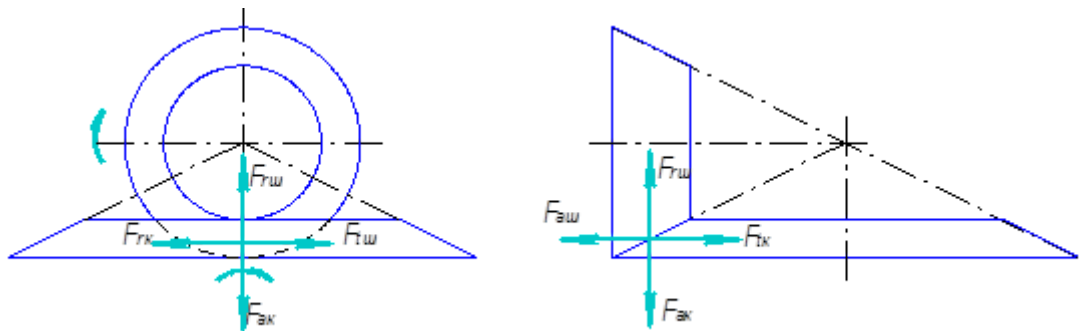


Рис. 4.20. Схема сил в передачі

- для шестірні

$$F_{tu} = \frac{2M_u}{d_{mu}}; F_{ru} = F_{tu} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_u; F_{au} = F_{tu} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_u; \quad (4.47)$$

- для колеса

$$F_{rk} = \frac{2M_k}{d_{mk}}; F_{rk} = F_{rk} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_k; F_{ak} = F_{rk} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_k.$$

(4.48)

10. Особливості розрахунку, конструкція зубчастих коліс

Для розрахунку зубців конічних передавачів на втому за згину заміняємо зуб конічного зубчастого колеса (рис. 4.21а) на еквівалентний зуб циліндричного зубчастого колеса із середнім перетином (рис. 4.21б), розміри якого визначаються через середній модуль m_m .

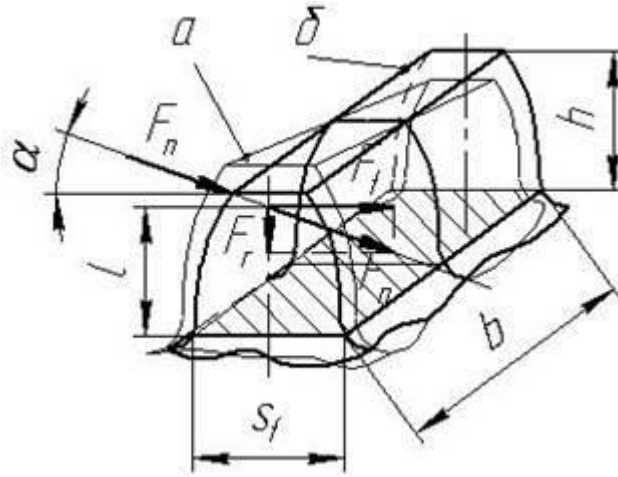


Рис. 4.21. Розрахункова схема зуба на згин

Тому подібно до зубчастого циліндричного передавача можна отримати формули для розрахунку зубчастих конічних передавачів на втому за згину.

Для **перевірного** розрахунку:

$$\sigma_F = 2Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{MK_F}{0,85 z b m_m^2} \leq [\sigma_F] \quad (4.49)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба, вибирається за еквівалентною кількістю зубців шестірні ($z_{Vш}$) і колеса ($z_{Vк}$): для прямозубих передавачів $z_{Vш} = z_{ш} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}$ і $z_{Vк} = z_{к} \cdot \sqrt{u^2 + 1}$; Y_ε – коефіцієнт перекриття зубців, приймається; Y_β – коефіцієнт нахилу зубців; K_F – коефіцієнт навантаження за згину, визначають за формулою $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$, де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною вінця зубчастого колеса; K_{FV} – коефіцієнт динамічності навантаження. Розрахунок на втому за згину виконують для зубців шестірні і колеса.

Для **проектного** розрахунку:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2M \cdot K_F}{0,85 \cdot \psi_{bm} \cdot z \cdot [\sigma_F]} \cdot Y_F \cdot Y_\alpha \cdot Y_\beta}, \quad (4.50)$$

де ψ_{bt} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця.

Щоб забезпечувати потрібну міцність зубців за згину максимальним навантаженням, необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot (M_{\max} / M_H) \leq [\sigma]_{F \max} \quad (4.51)$$

Розрахункові формули перевірних і проектних розрахунків зубців конічних передавачів на втому за контактної деформації можна отримати подібно до циліндричних передавачів. Для цього необхідно зубчастий конічний передавач замінити еквівалентним зубчастим циліндричним передавачем, що показано на рис. 4.22.

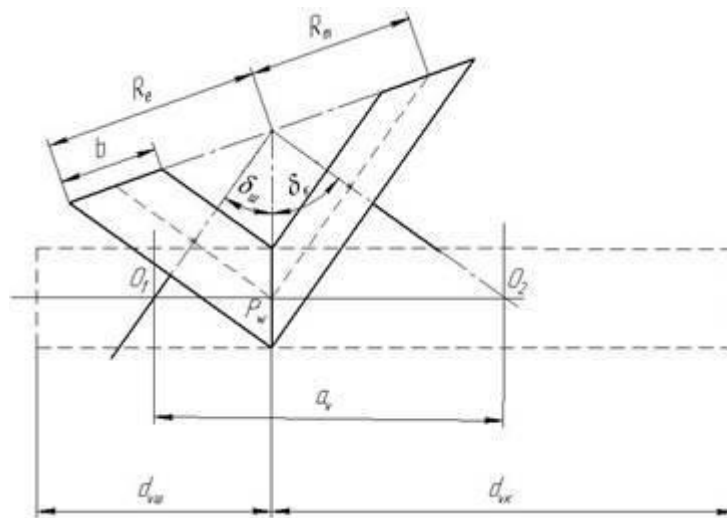


Рис. 4.22. Схема заміни конічного передавача еквівалентним циліндричним передавачем

Для **перевірнього** розрахунку:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2M_{ш} K_H}{0,85 d_{мш}^2 b} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (4.52)$$

де Z_H – безрозмірний коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубців; $Z_M = 275 \cdot 10^3 \text{ Па}^{\frac{1}{2}}$ – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс; Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній спряжених зубців, визначають: для прямозубих передавачів

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$. Тут $\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_{ш}} + \frac{1}{z_k} \right)$ – коефіцієнт торцевого перекриття; K_H – коефіцієнт навантаження, визначають $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$, де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу

навантаження за довжиною зубців; K_{HV} – коефіцієнт динамічності навантаження.

Для **проектного** розрахунку:

$$d_{\text{ex min}} = K_d \sqrt[3]{\frac{M_{\omega} K_{H\beta} u^2}{k_{\beta\epsilon} (1 - k_{\beta\epsilon}) [\sigma_H]^2}}, \quad (4.53)$$

де K_d – розрахунковий коефіцієнт, для прямозубого передавача

$$K_d = 10000 Pa^{\frac{1}{3}}.$$

Далі визначають зовнішній коловий модуль зубців:

$$m'_\epsilon = \frac{d_{\text{ex min}}}{z_k}. \quad (4.54)$$

Значення зовнішнього колового модуля m'_ϵ округляють до **стандартного** і визначають усі геометричні розміри передавача.

Щоб забезпечувати потрібну контактну міцність зубців за максимального навантаження, необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{M_{\text{H}\beta\epsilon} / M_H} \leq [\sigma]_{H \max}. \quad (4.55)$$