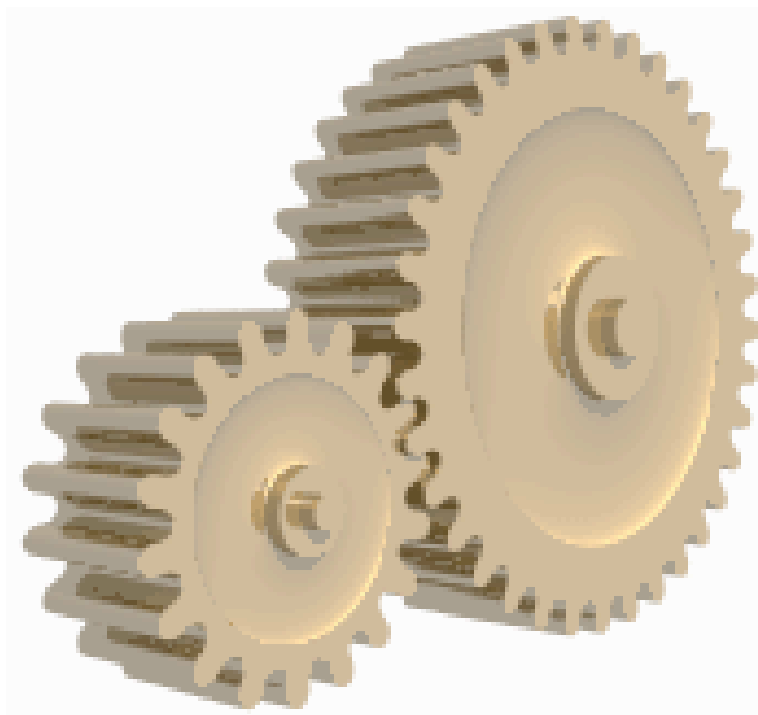


Тема 3.4: Зубчасті передачі

https://shevchenkove.org.ua/Old/person_syte/Page/Metodrobota/%D0%95%D0%9F%20%D0%A2%D0%B5%D1%85%D0%BC%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%BA%D0%B0%20%D0%9D%D0%9C%D0%A6/Dokument/Lekzia/3%20%D1%80%D0%BE%D0%B7%D0%B4%D1%96%D0%BB/3.4.htm

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 $u < 3 \dots 6$.

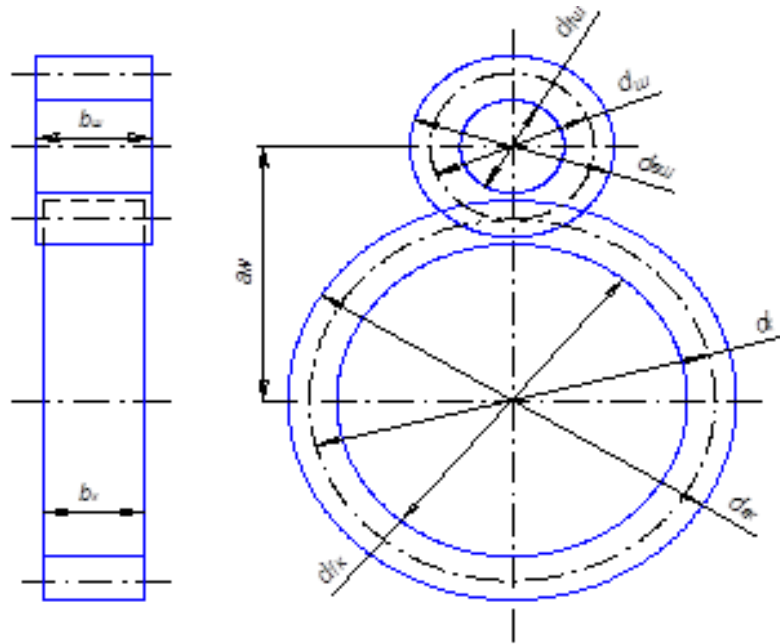


Рис. 4.7. Геометричні розміри циліндричного зубчастого передавача

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

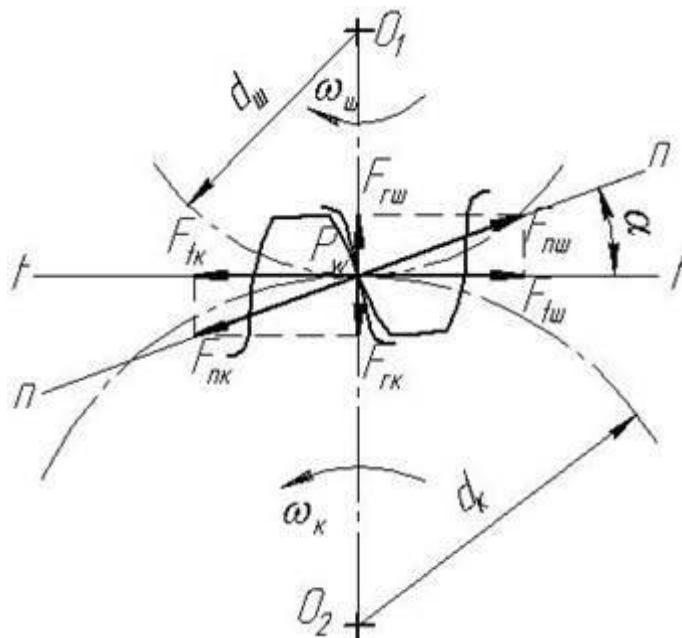


Рис. 4.8. Схема сил у зачепленні

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

- колова сила
- радіальна сила
- осьова сила

$$\begin{aligned}
 F_{тш} &= F_{тх} = \frac{2M_{ш}}{d_{ш}} ; \\
 F_{тш} &= F_{тх} = F_{тш} \cdot \operatorname{tg} \alpha ; \\
 F_{охш} &= F_{ох} = 0 .
 \end{aligned}
 \tag{4.18}$$

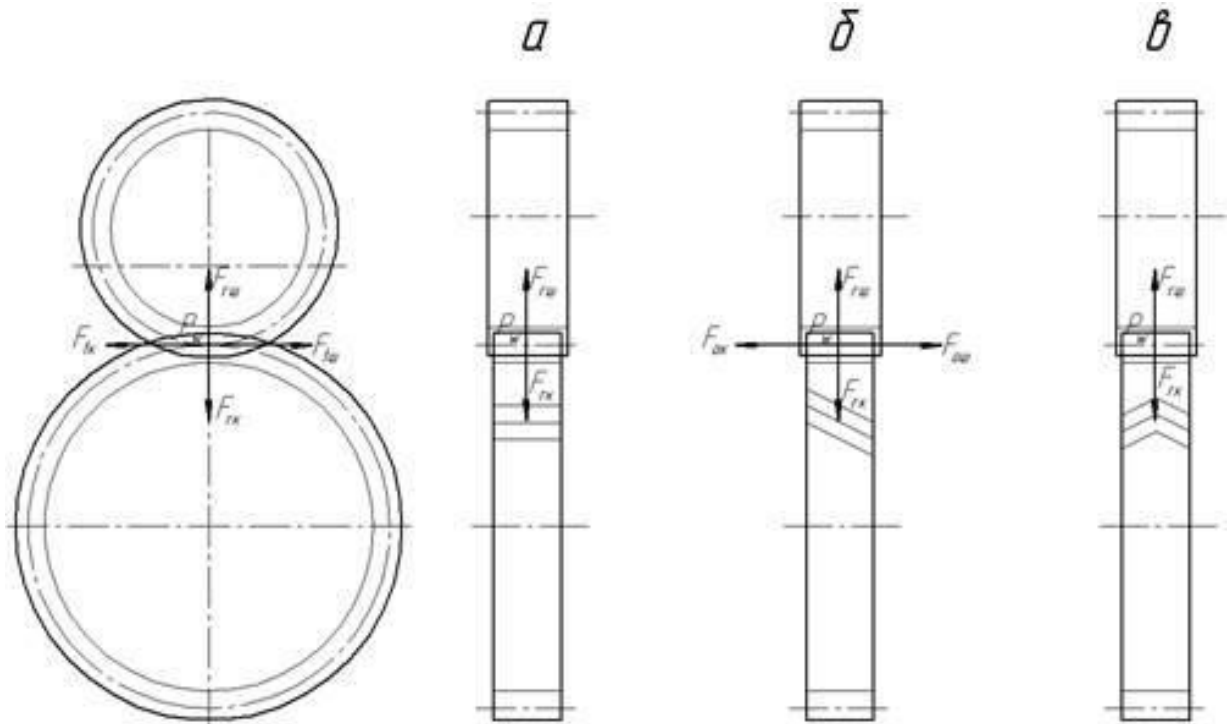


Рис. 4.9. Схема сил у передавачах

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.

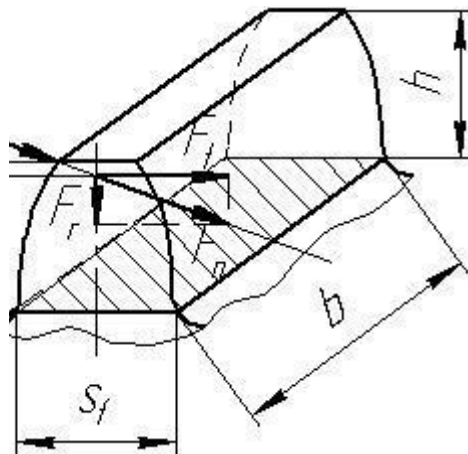


Рис. 4.10. Розрахункова схема зуба на згин

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:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n^2} \cdot \frac{6l'}{(s'_f)^2} \leq [\sigma_F], \quad (4.20)$$

де $6l'/(s'_f)^2 = y_F$ – коефіцієнт форми зубця, який залежить від кількості зубців шестерень ($z_{ш}$) або колеса (z_k). 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.

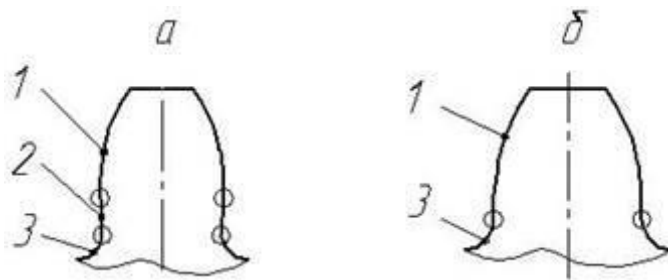


Рис.4.11. Схеми форм зубців

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 викришування починається в зоні полюсної лінії (рис. 4.12).

Запишемо умову контактної міцності:

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

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

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

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

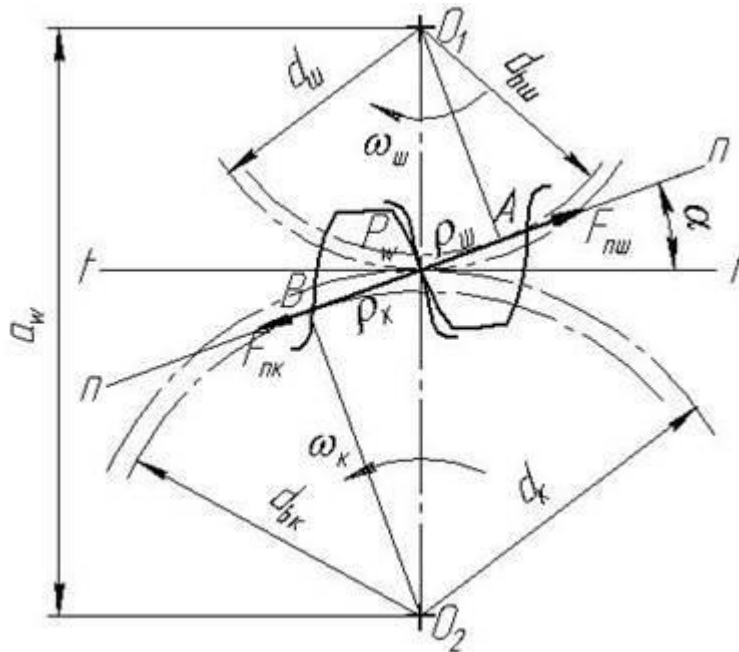


Рис. 4.12. Розрахункова схема на контактну деформацію

Якщо $d_k = u \cdot d_w$, після підставлення отримаємо:

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

Підставимо значення q і $\rho_{\Sigma\Sigma}$ в умову контактної міцності, після перетворень отримаємо:

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

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

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

Далі визначають модуль зачеплення $m_n = 2a_w / (z_w + z_k)$, 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:

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