

Лекція 16

Тема: Особливості косозубих і шевронних евольвентних циліндричних зубчастих коліс

Зміст:

1. Утворення косозубої евольвентної поверхні.
2. Геометрія косозубого евольвентного колеса.
3. Додатковий коефіцієнт перекриття.
4. Сили в косозубому зачепленні.
5. Особливості шевронних евольвентних коліс.
6. Контрольні запитання.

1. Утворення косозубої евольвентної поверхні

Прямозубі колеса мають істотну ваду: прямий зуб входить у зачеплення і виходить із зачеплення миттєво по всій своїй довжині, що супроводжується неминучими ударами і шумом.

З цієї причини окружні швидкості прямозубих коліс обмежені величиною $V_{окр} = 3 \dots 20 \text{ м/с}$ (у залежності від ступеня точності коліс).

Косозубі колеса позбавлені цієї вади. Вони можуть працювати при

окружних швидкостях, що досягають значень $V_{окр} = 5 \dots 30 \text{ м/с}$, тобто за інших рівних умов окружні швидкості косозубих коліс у порівнянні з прямозубими в 1,5 разів вище.

Це пояснюється особливостями геометрії косозубих коліс.

На рис. 4.29 показана просторова схема утворення евольвентних поверхонь прямого і косого зубців.

Евольвентні поверхні прямого і косого зубців утворюються пе-

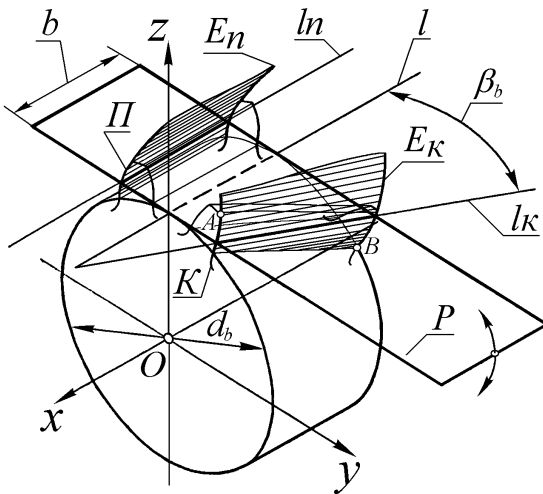


Рис. 4.29. Утворення евольвентних поверхонь прямого і косого зубців

рекочуванням без сковзання твірної площини P по основному циліндру з діаметром d_b .

Миттєвими осями кочення площини P по основному циліндру служать твірні циліндра l .

Візьмемо пряму лінію l_n на виробляючій площині P , паралельну осі циліндра.

Будь-яка точка цієї прямої l_n буде переміщатися при перекочуванні твірної площини P по евольвенті E_n . Уся сукупність евольвент точок прямої l_n утворить евольвентну лінійчату поверхню прямого зуба Π .

Якщо на твірній площині P взяти пряму лінію l_k , що йде під кутом β_b до осі циліндра, то будь-яка точка цієї прямої l_k також буде при перекочуванні площини P по основному циліндру окреслювати евольвенту E_k (точно таку ж, зауважимо, як і E_n).

Вся сукупність евольвент точок прямої l_k утворить евольвентну лінійчату поверхню косоного зуба K .

У торцевому перерізі zOy будемо спостерігати однакову картину і на прямому зубці Π і на косому зубці K .

Тому, очевидно, все, що було вище сказано стосовно до прямозубих коліс, повною мірою відноситься і до косозубих коліс, - тільки до величин косозубого колеса, що мають індекс t (окружний, торцевий або тангенціальний).

В усіх торцевих перерізах прямозубого колеса Π спостерігається одна й та сама картина, тому для прямозубого колеса було цілком достатньо розгляди один єдиний його торець.

У косозубого ж колеса K в кожному такому торці, розташованому уздовж осі x глибше попереднього, спостерігається переріз зубця, повернений відносно попереднього на деякий кут.

У деяких підручниках по ТММ утворення косозубого колеса пояснюється в такий спосіб. Береться широке прямозубе колесо і розрізається перерізами, перпендикулярними до його осі, на багато однакових дуже тонких прямозубих коліс, а потім складається косозубе колесо за рахунок повороту кожного такого тонкого прямозубого колеса відносно попереднього на один і той самий малий кут.

Звичайно, ніхто так косозубе колесо не утворює, але уявити косозубе колесо як безкінечний набір нескінченно тонких прямозубих коліс, повернених послідовно один відносно одного на один і той самий кут (загальний кут β по ділільному циліндру).

Очевидно, що при роботі косозубих коліс у чергових по глибині торцях буде спостерігатися інша фаза зачеплення, і при тій же ширині колеса b

косий зуб буде працювати по куту повороту колеса довше, ніж прямий.

На рис. 4.30 показані накладені один на одного для порівняння умовні графіки розрахункового корисного окружного навантаження F_t , переданого одним прямим Π і одним косим K зубцями в часі t у порівнянних умовах.

З графіків очевидно, що косозубе колесо, на відміну від прямозубого, вступає в роботу плавно, може передавати більше навантаження, довше працює і плавно виходить із зачеплення.

Косий зуб вступає в роботу в точці A (рис. 4.29) переднього торця. Потім лінія контакту плавно подовжується, а навантаження плавно росте до деякого максимуму.

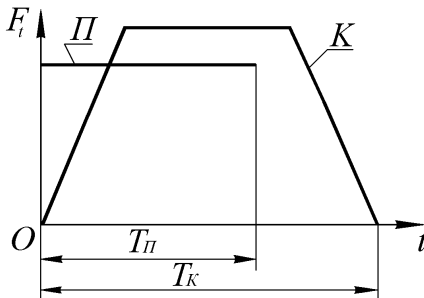


Рис. 4.30. Порівняння навантаженості прямого і косого зубців

Наприкінці роботи зуба лінія контакту скорочується, а передане навантаження плавно падає.

Останньою в зачепленні буде знаходитися точка B (рис. 4.29) заднього торця.

Розглянемо залежності геометричних параметрів зачеплення косозубих коліс.

2. Геометрія косозубих евольвентних коліс

На рис. 4.31 показане косозубе зачеплення на виді збоку з місцевим збільшенням I і з нормальним перерізом зуба $A-A$.

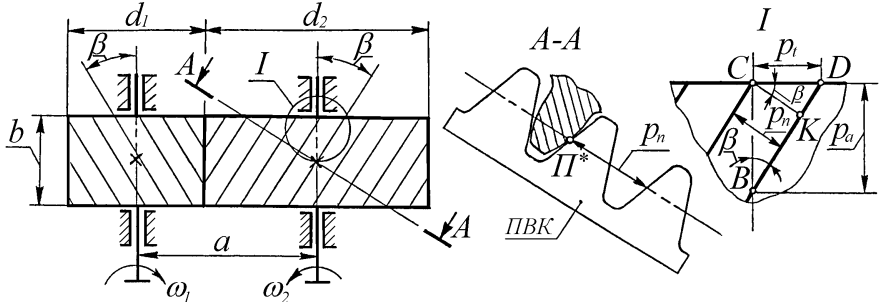


Рис. 4.31. Косозубе зачеплення евольвентних круглих циліндричних коліс

На рисунку позначене:

d_1 і d_2 - діаметри ділильних циліндрів коліс 1 і 2;

b - ширина коліс 1 і 2;

p_t - окружний шаг зубців по ділильному циліндру;

p_n - нормальний шаг зубців по ділильному циліндру (найкоротша відстань між однойменними точками сусідніх зубців у нормальному до зуба перерізі);

p_a - осьовий шаг зубців по ділильному циліндру;

PBK - початковий виробляючий контур;

P^* - полюс верстатного зачеплення колеса 2;

β - кут нахилу зубців (на колесі 1 - лівого напрямку, на колесі 2 - правого напрямку);

a - ділильна міжосьова відстань.

При нарізуванні косозубого колеса стандартні параметри початкового виробляючого контуру переходять у нормальний переріз колеса ($A-A$ для колеса 2, наприклад).

З плоскої розгортки криволінійного ΔCDK , виділеного на ділильному циліндрі, маємо

$$p_t = p_n / \cos \beta. \quad (4.53)$$

Розділимо на π ліву і праву частини формули (4.49), тоді одержимо

$$m_t = m_n / \cos \beta, \quad (4.54)$$

де

$m_n = p_n / \pi$ - нормальний модуль зачеплення, що збігається зі стандартним модулем m_n зубонарізного інструмента, тому що стружка при нарізуванні знімається саме в нормальному перерізі і параметри інструмента саме тут передаються заготовці;

$m_t = p_t / \pi$ - окружний (торцевий, тангенціальний) модуль зачеплення, який при стандартному значенні m_n залежить від довільно вибраного значення кута β .

Нижче приведені формули для геометричного розрахунку косозубих коліс, що витікають із сказаного вище.

Діаметр ділильного циліндра можна обчислити по формулі

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z. \quad (4.55)$$

Діаметр основного циліндра можна обчислити по формулі

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z \cdot \cos \alpha_t. \quad (4.56)$$

Діаметр циліндра вершин зубців можна обчислити по формулі

$$d_a = d + 2 h_a^* \cdot m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 h_a^* \right). \quad (4.57)$$

Діаметр циліндра впадин зубів обчислюється по формулі

$$d_f = d + 2 h_f^* \cdot m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2 h_a^* - 2 c^* \right). \quad (4.58)$$

Міжосьова ділильна відстань обчислюється по формулі

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{\cos \beta} (z_1 + z_2). \quad (4.59)$$

Формула (4.59) свідчить про те, що ділильна міжосьова відстань залежить від вибору кута нахилу зубів β .

Цим часто користуються при проектуванні співвісних передач: наприклад при розробці двоступінчастої співвісної передачі кути β нахилу зубців в першій і другій парі коліс підбирають такими, щоб одержати ту ж саму загальну міжосьову відстань.

У коробках переміни передач так само часто використовується декілька пар коліс постійного косозубого зачеплення між: первинним - проміжним і проміжним - вторинним валами з однією загальною міжосьовою відстанню.

Тут також кути β усіх цих косозубих коліс не можуть бути довільними, тому що вони підбираються з умови співвісності первинного і вторинного валів.

Найбільше часто кут нахилу зубців косозубих коліс вибирається в діапазоні значень

$$\beta = 8^\circ \dots 20^\circ.$$

При $\beta < 8^\circ$ переваги косозубого колеса перед прямозубим слабко виражені.

При $\beta > 20^\circ$ помітно виявляється недолік косозубого зачеплення, пов'язаний із ростом осьової сили F_a , яка надмірно ускладнює й здорожує підшипниковий вузол (див. нижче).

Проте, плавність роботи косозубого колеса істотно залежить від величини β , тому в окремих випадках зустрічаються косозубі колеса з кутом β до 30° , зокрема, такі колеса застосовуються в коробках переміни передач автомобілів.

Нижче покажемо окремі особливості косозубого зачеплення.

3. Додатковий коефіцієнт перекриття

Визначимо коефіцієнт перекриття \mathcal{E} косозубого нульового зачеплення, якщо відомі: числа зубців нульових коліс z_1 і z_2 , кут нахилу зубців β , ширина вінців коліс b , нормальний модуль зачеплення m_n .

Пояснення. Повний коефіцієнт перекриття \mathcal{E} косокубого зачеплення складається з двох складових: коефіцієнта торцевого перекриття \mathcal{E}_α , який визначається точно так же, як і в прямокубих коліс, а також із додаткового коефіцієнта перекриття \mathcal{E}_β , який залежить від кута нахилу зубців β :

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_\alpha + \mathcal{E}_\beta. \quad (4.60)$$

Торцевий коефіцієнт перекриття може бути знайдений, наприклад, по графоаналітичній формулі (див. (4.27)):

$$\mathcal{E}_\alpha = \frac{|AB|_t}{P_{tb}} = \frac{|AB|_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} = \frac{|AB|_t \cdot \cos \beta}{\pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_t}, \quad (4.61)$$

де

$|AB|_t$ - довжина робочої ділянки лінії зачеплення в торцевому перерізі, яку можна визначити шляхом найпростіших графічних побудов (подібно рис. 4.8) із використанням залежностей (4.55), (4.56), (4.57) і (4.58);

α_t - проекція профільного кута зачеплення з нормального перерізу на торцеву площину ($\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha \cos \beta$, але звичайно приймають $\alpha_t \approx \alpha_n = 20^\circ$).

Зауважимо, що роль початкових окружностей тут будуть відігравати ділильні окружності ($d_w = d$), тому що за умовою задачі зубчасті колеса - нульові.

2. Знайдемо додатковий коефіцієнт перекриття \mathcal{E}_β , розглянувши спрощене креслення косокубого зачеплення на виді збоку (рис. 4.32).

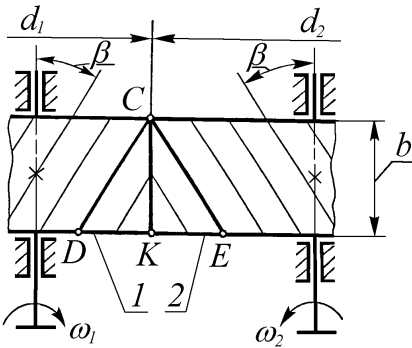


Рис. 4.32. До визначення \mathcal{E}_β

Косі зубці CD колеса 1 і CE колеса 2 ввійшли в зачеплення у верхньому торці - у точці C .

По визначенню коефіцієнт перекриття - це відношення дуги повороту колеса за час роботи одного зуба (дуги зачеплення) до окружного шагу зубців, тобто

$$\mathcal{E}_\beta = \frac{D\check{K}}{P_t} = \frac{K\check{E}}{P_t}.$$

Довжину дуги зачеплення,

наприклад, колеса 1 - $D\check{K}$ можна знайти по розгортці ділильного циліндра на площину

$$D\check{K} = b \operatorname{tg} \beta,$$

тоді

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}. \quad (4.62)$$

Як бачимо, у косозубих коліс повний коефіцієнт перекриття \mathcal{E} істотно більший, ніж у прямозубих, тому що звичайно ε_{β} сумірний із ε_{α} , а іноді, при великих значеннях кута β і ширини вінців коліс b , коефіцієнт ε_{β} може бути навіть більше від ε_{α} .

Додатковий коефіцієнт перекриття ε_{β} можна оцінити навіть візуально без усяких розрахунків.

Покажемо цю оцінку на прикладі косозубого колеса, схема якого накреслена в деякому масштабі (рис. 4.33).

Очевидно, що величина ε_{β} чисельно дорівнює числу осьових шагів зубців p_a , що укладаються в ширині вінця b .

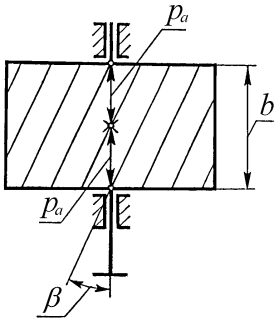


Рис. 4.33. До визначення додаткового коефіцієнта перекриття косозубого зачеплення зубців.

Виявляємо, що довжина p_a двічі укладається в розмірі b , значить

$$\varepsilon_{\beta} \approx 2,0.$$

Справді, якби спряжене колесо знаходилося попереду, то центральний зуб знаходився б у зачепленні у своїй середній частині, а сусідні зубці - один би закінчував свою роботу, а другий - тільки б її починав.

Це б означало, що за рахунок кута нахилу зуба β у зачепленні увесь час знаходилося б дві пари зубів.

І лише в момент передачі «естафети» навантаження короткочасно в зачепленні знаходилося б три пари

4. Сили в косозубому зачепленні

Визначити без урахування витрат на додання сил тертя сили взаємодії зубців косозубих коліс 1 і 2, якщо задано: нормальний модуль зачеплення m_n , числа зубців z_1 і z_2 , кут нахилу зубців β , обертовий момент рушійних сил T_1 на ведучім колесі 1. Колеса вважати нульовими, а початковий контур - стандартним (див. рис. 4.13).

Зобразимо колесо 1 на виді збоку з сторони відкинутого колеса 2 (рис. 4.34).

Замість відкинутого зв'язку прикладемо повну нормальну силу реакції

зв'язку F_n . Для цього виконаємо переріз $A-A$, нормальний до центрального зубця, що знаходиться в зачепленні.

У площині перерізу $A-A$ направимо вектор повної (результуючої) сили навантаження на зуб \bar{F}_n (без урахування сил тертя) по нормалі $n-n$ до евольвентного профілю зуба в полюсі зачеплення Π .

Розкладемо вектор сили \bar{F}_n на дві складові \bar{F}_r і \bar{F}_t^1 .

Сила \bar{F}_r - називається радіальною, тому що вона спрямована по радіусу до осі колеса.

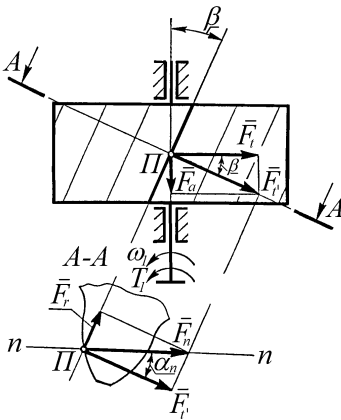


Рис. 4.34. До визначення сил в косозубому зачепленні

Сила \bar{F}_t^1 діє в площині, дотичній до ділячного циліндра, і може бути перенесена на основний вид колеса в натуральній величині.

Тепер у свою чергу можемо розкласти силу \bar{F}_t^1 на осьовий (\bar{F}_a) і окружний (\bar{F}_t) напрямки.

Очевидно, що складова \bar{F}_a називається осьовою силою, а складова \bar{F}_t - окружною силою.

З умови $\sum T = 0$ навколо осі вала колеса по заданому обертовому моменту T_1 знайдемо силу

$$F_t = \frac{T_1}{d_1 / 2} = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (4.63)$$

де
$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1.$$

З паралелограма сил \bar{F}_t і \bar{F}_a з діагоналлю \bar{F}_t^1 знайдемо

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad (4.64)$$

$$F_t^1 = F_t / \cos \beta. \quad (4.65)$$

А з паралелограма сил \bar{F}_r і \bar{F}_t^1 з діагоналлю \bar{F}_n знайдемо:

$$F_r = F_t^1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \approx \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (4.66)$$

$$F_n = F_t / \cos \alpha_n \approx \frac{F_t}{\cos \beta \cdot \cos \alpha}. \quad (4.67)$$

Проаналізуємо отримані формули.

По-перше, зауважимо, що вектор результуючої сили взаємодії косих зубців \overline{F}_n розкладений на три взаємно перпендикулярні складові, що йдуть по виняткових (головних) напрямках (окружному, радіальному й осьовому)

$$\overline{F}_n \{ \overline{F}_t ; \overline{F}_r ; \overline{F}_a \}. \quad (4.68)$$

Корисною силою є окружна сила F_t . Вона визначається обертовим моментом рушійних сил T_1 .

Така ж окружна сила (і по тій же лінії дії, тільки в протилежному напрямку) діє на колесо 2.

Її величина взаємозалежна з величиною обертового момента сил опору T_2 , який можна підрахувати по формулі

$$T_2 = F_t \cdot \frac{d_2}{2}, \quad (4.69)$$

де

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2.$$

На друге колесо діють також такі ж (з тими ж лініями дії, тільки в протилежних напрямках) сили \overline{F}_r і \overline{F}_a .

У випадку прямих зубів $\beta=0$, $m_n=m$, тоді можна записати набір формул, по яких можна визначити сили в нульовому прямозубому зачепленні:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ де } d_1 = mz_1; \quad (4.70)$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.71)$$

$$F_a = 0;$$

$$F_n = F_t / \cos \alpha. \quad (4.72)$$

Здійснимо порівняння силової взаємодії прямозубих і косозубих коліс.

Корисна складова F_t і там і там визначається обертовим моментом і ділильним діаметром, тобто в цьому відмінності немає.

Перша шкідлива складова F_r буде при косозубому зачепленні дещо більшою (при $\beta = 20^\circ$, $\cos \beta = 0,94$ і радіальна сила в косозубому зачепленні виявиться більше ніж у прямозубому приблизно на 6%; при менших значеннях β ця відмінність ще менша). Істотної відмінності і тут не спостерігається.

Друга шкідлива складова F_a у прямозубого колеса взагалі відсутня, а в косозубого колеса вона є і відіграє велику роль при конструюванні і розрахунку підшипникових вузлів, а також при їхній експлуатації.

При $\beta=20^\circ$ одержимо $F_a=0,36 F_t$.

Відомо, що велике осьове навантаження сприймається підшипниками кочення значно гірше, ніж таке ж радіальне. Цим і пояснюється обмеження величини кута нахилу зубців значенням $\beta=20^\circ$, що рекомендується в літературі. Наприклад, при використанні радіальних однорядних кулькових підшипників для сприйняття тільки осьового навантаження рекомендується обмежити максимальну осьову силу чвертю від значення допустимого максимального радіального навантаження.

5. Еквівалентне число зубців косозубого колеса

Визначимо для косозубого колеса з числом зубців z і кутом нахилу зубців β еквівалентне число

зубців z_v .

Пояснення.

Еквівалентним косозубому колесу вважається прямозубе колесо, нарізане тим же зубонарізним інструментом, що і косозубе, і яке має зубці, рівномірні з зубцями косозубого колеса (іншими словами, і прямі і косі зубці вищезгаданих коліс мають у нормальному перерізі, який і характеризує міцність зубця, однакову форму).

Зобразимо на кресленні косозубе колесо на виді збоку з нормальним до зубця перерізом $A-A$ (рис. 4.35).

Як уже сказано, при нарізуванні косозубого і прямозубого коліс відтворюється та сама форма зубця в нормальному до зуба перерізі. Проте, у прямозубого колеса цей переріз буде збігатися з торцевим перерізом.

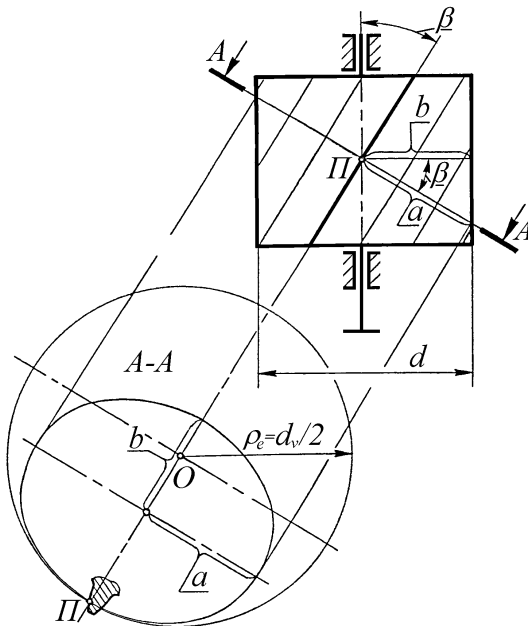


Рис. 4.35. До визначення еквівалентного числа зубців z_v косозубого колеса

бого і прямозубого коліс відтворюється та сама форма зубця в нормальному до зуба перерізі. Проте, у прямозубого колеса цей переріз буде збігатися з торцевим перерізом.

І тоді еквівалентне прямозубе колесо з таким же як у косозубого колеса зубом буде мати дільний діаметр d_v , рівний по величині двом радіусам кривизни ρ_e еліпса косоного перерізу $A-A$ дільного циліндра косозубого колеса в точці $П$ на малій осі.

З аналітичної геометрії відомо, що в точці еліпса на малій осі

$$\rho_e = a^2/b,$$

де $b = d/2$ - мала піввісь еліпса;

$$a = \frac{d}{2 \cdot \cos \beta} \text{ - велика піввісь еліпса.}$$

З урахуванням

$$d_v = m_n \cdot z_v \quad \text{і} \quad d = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z$$

знайдемо еквівалентне число зубців :

$$m_n \cdot z_v = 2 \frac{a^2}{b} = 2 \frac{(d / (2 \cos \beta))^2}{d / 2} = d / \cos^3 \beta = \frac{m_n}{\cos^3 \beta} \cdot z.$$

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (4.73)$$

Знайдемо мінімальне число зубців косозубого колеса z_{min}^k , яке можна нарізати без підрізу евольвентного профілю, якщо кут нахилу зубців $\beta = 20^\circ$. Вважатимемо, щоарізування здійснюється інструментом із стандартним початковим виробляючим контуром ($h_a^* = 1,0$; $\alpha = 20^\circ$).

За формулою (4.30) знайдемо мінімальне число зубців прямозубого колеса, що нарізується тим же інструментом

$$z_{min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha} = \frac{2 \cdot 1,0}{\sin^2 20^\circ} \approx 17.$$

Очевидно, що еквівалентне косозубому прямозубе колесо не буде мати підрізу зубців при значенні

$$z_v = z_{vmin} = 17,$$

тоді відповідно до формули (4.73) можемо знайти число зубців косозубого колеса z_{min}^k , при якому профіль не буде мати підрізу

$$z_{min}^k = z_{vmin} \cdot \cos^3 \beta = 17 \cdot \cos^3 20^\circ = 17 \cdot (0,936)^3 = 15.$$

Приведені вище відомості розкривають окремі з властивостей косозубого зачеплення.

Не поглиблюючись далі у виклад інших особливостей косозубих коліс, зауважимо, що і для косозубих коліс широко застосовується поліпшення (корекція) методом нарізування стандартним інструментом зі зсувом із усіма вигодами, показаними вище на прикладі прямозубого зачеплення.

Всі переваги косозубого зачеплення особливо виявляються в косозубому зачепленні шевронних коліс (рис. 4.36).

6. Особливості шевронних евольвентних коліс

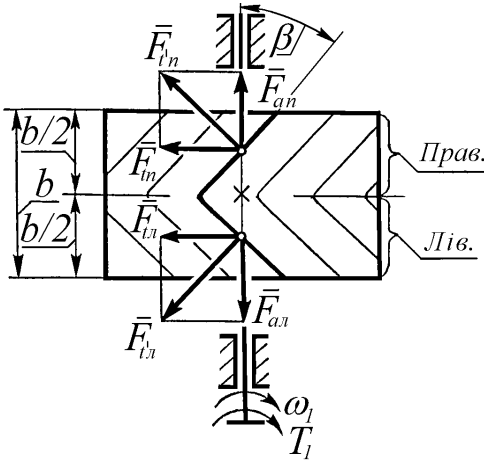


Рис. 4.36. Шевронне зубчасте колесо

У шевронних коліс кут нахилу зубців може досягати значень $\beta=50^\circ$. При великих значеннях β істотно підвищується плавність і безшумність роботи шевронних коліс.

Оскільки шевронні колеса застосовуються у відповідальних високоточних передачах, окружна швидкість коліс може досягати значень $V_{окр}=100 \dots 150 \text{ м/с}$.

Ступінь перекриття шевронного зачеплення (див. формули (4.60) ... (4.62

)) також більший, ніж у косозубого. Тут більші значення також має і ширина колеса b , що в сполученні з великими кутами β забезпечує велику величину додаткового ступеня перекриття \mathcal{E}_β , який підраховується по формулі (4.62).

Зуб шевронного колеса також має підвищену згинну міцність, у порівнянні з косим - кожна половина шевронного зуба відіграє роль ребра жорсткості для другої його половини.

Еквівалентне число зубців z_v шевронного колеса також більше, ніж у косозубого, що свідчить про більш міцну форму зуба в нормальному перерізі.

Перераховані вище переваги шевронних коліс, забезпечують передачу ними потужності, у багато разів перевищуючої ту, яку спроможна передати прямозуба передача в тих же габаритах.

При $\beta=45^\circ \dots 50^\circ$ мінімальне число зубців шевронного колеса, яке можна нарізати без підрізу (без зсуву інструмента) складає всього 5 ... 6 зубців (див. задачу 4.5).

Але усе ж самою головною перевагою шевронного зачеплення перед

простим косозубим є відсутність у шевронному зачепленні осьової сили F_a .

На рис. 4.36 показане шевронне колесо 1 на виді збоку.

Нехай колесо 2, що зачіпається з колесом 1, знаходиться попереду.

Воно відкинуте і замість нього прикладені сили дії колеса 2 на колесо 1 (реакції відкинутого зв'язку) на лівій і правій половинах центрального зуба.

Тут $\overline{F}_{r'n}$ і $\overline{F}_{r'l}$ - проекції повних сил взаємодії правої і лівої половин зуба - F_{nn} і F_{nl} (див. рис. 4.34) на дотичну площину до ділильного циліндра.

Сили $\overline{F}_{r'n}$ і $\overline{F}_{r'l}$ розкладені в площині креслення на складові:

\overline{F}_m і \overline{F}_{tn} - окружні сили;

\overline{F}_{an} і \overline{F}_{al} - осьові сили.

Очевидно, що результуюча окружна сила

$$F_t = F_m + F_{tn} = \frac{T_1}{d_1 / 2},$$

а результуюча осьова сила

$$F_a = F_{an} - F_{al}.$$

Бажано мати

$$F_a = 0,$$

тоді повинно бути

$$F_{an} = F_{al}.$$

Це досягається за рахунок самоустановки, як правило, колеса 1 на плаваючих в осьовому напрямку опорах (підшипниках).

Радіальні складові F_{rn} і F_{rl} , а також повні результуючі сили F_{nn} і F_{nl} можуть бути знайдені по формулах (4.66) і (4.67), виведених для простого косозубого зачеплення.

Як уже говорилося вище, шевронне колесо можна нарізати по методу копіювання модульними пальцевими фрезами (див. рис. 4.15). Це непродуктивний і дорогий спосіб виготовлення.

Іноді застосовують різновид шевронних коліс із розрізним шевронним зубом (рис. 4.37).

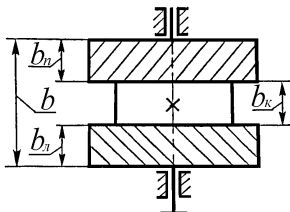


Рис. 4.37. Шевронне колесо з розрізними зубцями

Ширина канавки b_k повинна бути достатньою для виходу інструмента при нарізуванні правої і лівої половин зубчастого вінця по методу обкатки.

У цьому випадку не вся ширина колеса b бере участь у роботі.

Крім того, відомо, що збільшення розміру b накладає підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу шевронних зубчастих коліс.

Виграш при такій формі колеса полягає в здешевленні виготовлення й у підвищенні продуктивності нарізування на зубодовбальних або зубофрезерувальних верстатах.

Зачеплення ж розрізних шевронних коліс має дещо гірші показники навантажувальної спроможності, ніж зачеплення нерозрізних коліс.

7. Контрольні запитання

1. Які основні особливості косозубих і шевронних евольвентних зубчастих коліс?
2. Як геометрично утворюються лінійчаті евольвентні поверхні прямого і косоного зубців?
3. Які модулі косозубого евольвентного зачеплення Вам відомі? Як визначаються геометричні розміри косозубого колеса?
4. Охарактеризуйте коефіцієнт перекриття косозубого і шевронного зачеплень?
5. Розкладіть повну силу взаємодії косих зубців на три складові (окружну, радіальну й осьову). Запишіть формули для їхнього визначення.
6. Знайдіть еквівалентне число зубців косозубого колеса і розкрийте його фізичний зміст.
7. Чому одне із шевронних коліс виконується плаваючим в осьовому напрямку?