

Лекція №12

9.2.7. Вплив зміщення інструменту на форму зубців при їх нарізанні.

На рис. 9.19 зображені профілі зубців трьох коліс з однаковою кількістю зубців, нарізаних одним інструментом, але з різними зміщеннями.

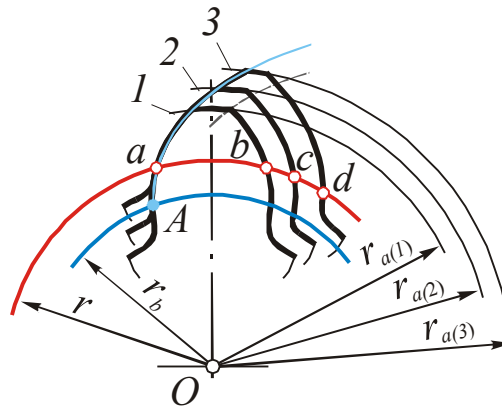


Рис. 9.19 Форма зубця в залежності від зміщення інструменту

З рисунка видно, що величини коефіцієнтів зміщення коліс знаходяться у залежності:

$$x_3 > x_2 > x_1. \quad (9.39)$$

Оскільки колеса мають однакові ділильні радіуси, то зі зростанням величини зміщення ділильна товщина зубця зростає, тобто $s_3 > s_2 > s_1$. Тут $s_3 = \cup ad$; $s_2 = \cup ac$; $s_1 = \cup ab$ (див. рис. 9.19). Збільшуються також радіуси кіл западин і кіл вершин. Зубці при основі товщають, проте вершини їх звужуються.

Якщо розглядати зубець як консольну балку, навантажену зосередженою силою, то, чим більшим буде зміщення, тобто, чим товстішим буде зубець при основі, тим міцнішим він буде на згин.

З іншого боку, оскільки основні кола коліс теж однакові, то профілі зубців окреслюються одною евольвентою. Проте, в залежності від величини зміщення, відповідні профілі окреслюють різні ділянки евольвенти. Згідно з рис. 9.19, чим більшим є зміщення, тим віддаленіша від основи (точка A) ділянка евольвенти окреслює профіль зубця. Радіус кривини профілю зростає. Контактні ж напруження, згідно з формулою Герца, при цьому зменшуються, що сприяє зменшенню зносу поверхні.

Таким чином, вибираючи коефіцієнти зміщення при проектуванні механічної передачі, можна впливати на форму зубців коліс, а значить і на якість зачеплення.

9.2.8. Показники якості зачеплення.

Для оцінки якості зачеплення вводять *якісні показники зубчастої передачі*. Вони дозволяють оцінити передачу з точки зору безшумності і плавності її роботи, можливого зносу і міцності зубців. З їх допомогою проектують оптимальні передачі, вибираючи раціональні значення коефіцієнтів зміщення.

До якісних показників зубчастої передачі відносяться:



9.2.8.1. Коефіцієнт перекриття.

Щоб зачеплення було неперервним і плавним, потрібно, щоб на момент закінчення зачеплення однієї пари зубців у зачепленні знаходилась ще хоча б одна пара. Це можливо за умови, що довжина дуги зачеплення буде більшою від кроку вздовж початкового кола.

На рис. 9.20 зображені площадки, які є геометричним місцем ліній контакту зубців прямозубих коліс у процесі зачеплення.

Ширина площадки дорівнює ширині колеса b , а висота дорівнює довжині активної лінії зачеплення $B_{p1}B_{p2}$ (див. рис. 9.18, лекція 17). Відстань між двома сусідніми лініями контакту на цих рисунках – це відстань між двома евольвентами вздовж спільної нормалі до них, тобто вздовж лінії зачеплення. Ця відстань за властивостями евольвенти дорівнює відстані по основному колу між цими ж евольвентами, тобто дорівнює основному кроку p_b .

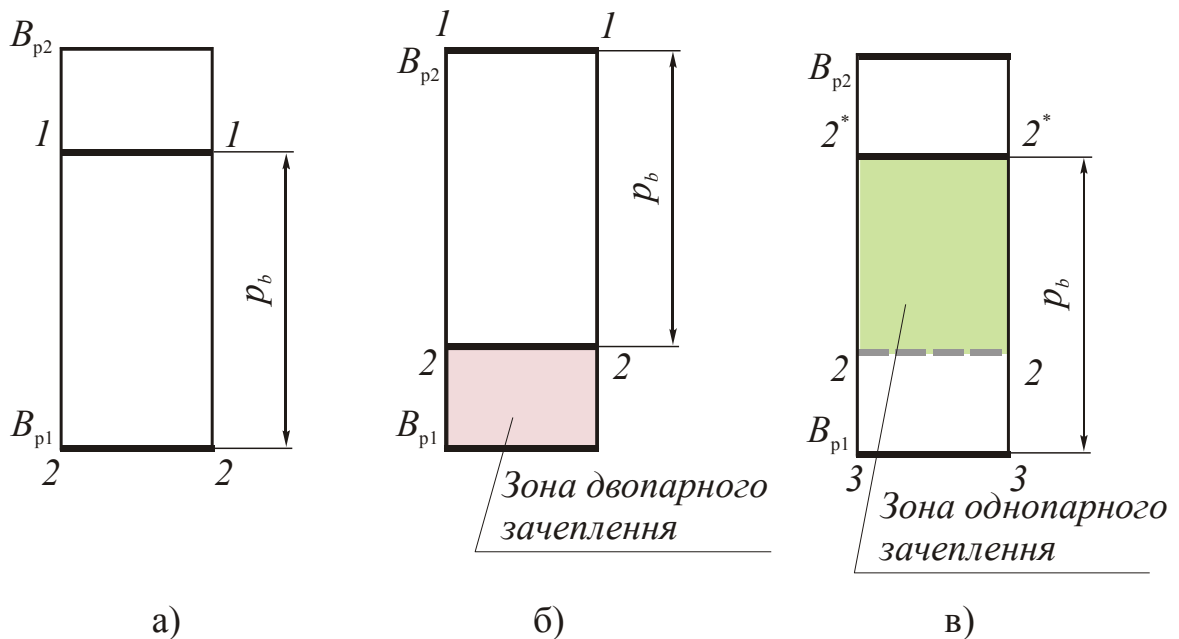


Рис. 9.20 Положення лінії контакту в процесі зачеплення однієї пари зубців: а – перша стадія зачеплення; б – друга стадія зачеплення; в – третя стадія зачеплення

В момент, коли пара 2-2 входить в зачеплення в точці B_{p1} , пара 1-1 перебуває на площині зачеплення на відстані основного кроку від неї (рис. 9.20 а). До моменту виходу пари 1-1 із зачеплення в точці B_{p2} в зачепленні перебувають одночасно дві пари зубців (рис. 9.20 б). При подальшому повороті зубчастих коліс в зачепленні перебуватиме одна пара – 2-2, аж поки вона не займе положення 2^*-2^* , коли ввійде в зачеплення наступна пара зубців (рис. 9.20 в).

Таким чином контактні пари мов би перекривають одна одну, забезпечуючи неперервність процесу зачеплення.



$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\cup ab}{p_w} = \frac{B_{p1}B_{p2}}{p_b} > 1. \quad (9.40)$$

Допустима величина коефіцієнта перекриття $[\varepsilon_{\alpha}]$ визначається ступенем точності передачі (див. табл. 3.1 [5])

Слід зазначити, що зі збільшенням коефіцієнта зміщення x коефіцієнт перекриття ε_{α} зменшується.

При косозубому зчепленні тривалість зачеплення однієї пари зубців зростає, тому і коефіцієнт перекриття в косозубій передачі ε_{γ} більший від ε_{α} .

Розвернемо дільний циліндр косозубого колеса на площину (рис. 9.21). Гвинтові лінії перетину цього циліндра з бічними поверхнями зубців зобразяться прямими лініями, які нахилені під кутом β і знаходяться на відстані торцевого кроку p_t (див. лекцію 16).

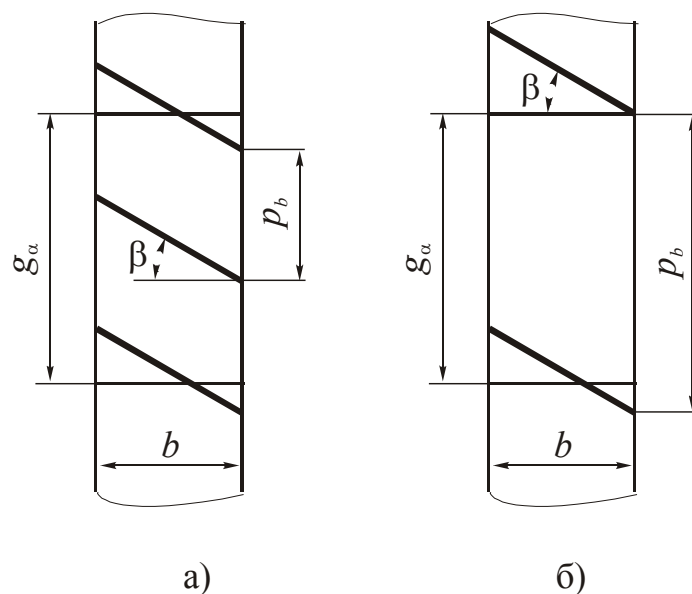


Рис. 9.21 Положення лінії контакту в процесі зачеплення однієї пари зубців косозубих коліс : а – $p_b < g_{\alpha}$; б – $p_b > g_{\alpha}$

Для косозубої передачі коефіцієнт перекриття визначається як сума двох складових:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \quad (9.41)$$

Тут ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття, який обчислюється за формулою (9.40). Другий доданок $\varepsilon_\beta = \frac{btg\beta}{p_t}$ – коефіцієнт бічного перекриття, де b – ширина колеса.

З рис. 9.21 б) видно, що навіть при довжині активної лінії зачеплення g_a , меншій від торцевого кроку p_t , тобто коли коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha < 1$, зачеплення, внаслідок нахилу зубців, залишиться неперервним. В цьому перевага косозубого зачеплення.

На практиці для косозубого зачеплення допустима величина коефіцієнта торцевого перекриття приймається $[\varepsilon_\alpha]=1$.

9.2.8.2. Коефіцієнт ковзання

Характеризує ступінь ковзання зубців коліс в процесі зачеплення. Визначається як відношення швидкості ковзання в точці K контакту профілів $\vec{V}_{ковз} = \vec{V}_{K1} - \vec{V}_{K2}$ до тангенціальної складової \vec{V}_K^τ швидкості точки K зубця даного колеса (рис. 9.22).

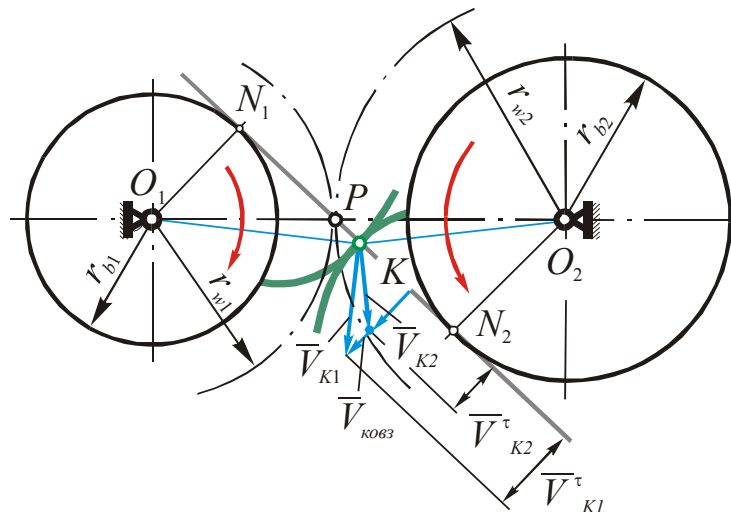


Рис. 10.22 Швидкості коліс в точці контакту зубців

$$\lambda_1 = \frac{V_{ковз}}{V_{K1}^\tau}; \quad \lambda_2 = \frac{V_{ковз}}{V_{K2}^\tau}. \quad (9.42)$$

Для визначення коефіцієнтів ковзання можна скористатись такими формулами:

$$\begin{cases} \lambda_1 = \left(1 + \frac{1}{u_{12}}\right) \frac{l_K}{l_K + l_{P1}} \\ \lambda_2 = \left(1 + \frac{1}{u_{12}}\right) \frac{l_K}{l_K - l_{P2}} \end{cases} \quad (9.43)$$

Тут u_{12} – передатне число зубчастої передачі; l_K – величина алгебраїчна, яка виражає відстань від полюса зачеплення P до поточного положення точки K контакту пари зубців; l_{P1} і l_{P2} – абсолютні значення довжин відрізків PN_1 і PN_2 .

В процесі зачеплення точка K контакту зубців переміщується вздовж активної лінії зачеплення від точки B_{p1} до точки B_{p2} (див. рис. 9.18, лекція 16). Тоді відстань l_K змінюватиметься від $(-B_{p1}P)$ до нуля, і далі від нуля до $(+PB_{p2})$.

На рис. 9.23 зображені графіки залежності коефіцієнтів ковзання λ_1 і λ_2 від положення точки контакту K на теоретичній лінії зачеплення N_1N_2 , побудовані згідно з формулами (9.43).

Як видно, максимального значень на активній лінії зачеплення коефіцієнт ковзання λ_1 набуває в точці B_{p1} , тобто в перший момент контакту ніжки зубця першого колеса з вершиною головки зубця другого колеса (це відповідно точки M_1 і L_2 профілів на рис. 9.18, лекція 16). Коефіцієнт ковзання λ_2 набуває максимального значення в точці B_{p2} , тобто в момент виходу зубців із зачеплення.

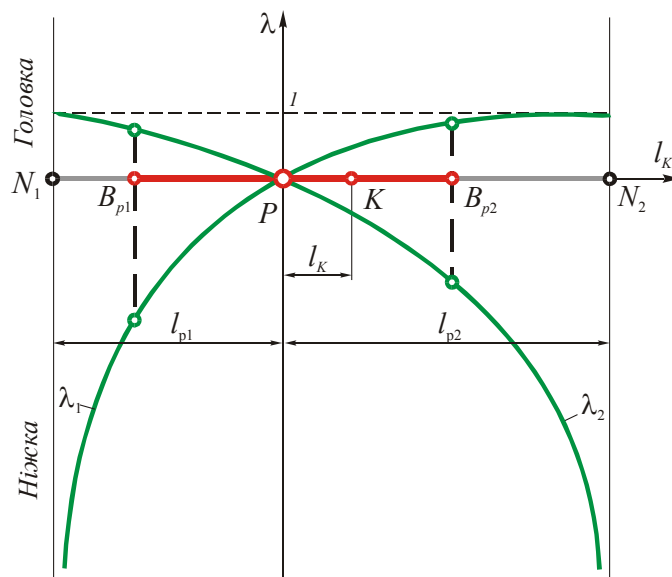


Рис. 9.23 Графіки залежності коефіцієнтів ковзання λ_1 і λ_2 від положення точки контакту K на лінії зачеплення

Коефіцієнти ковзання λ_1 і λ_2 залежать від коефіцієнтів зміщення коліс x_1 і x_2 .

9.2.8.3. Коефіцієнт питомого тиску

Дієздатність зубчастої передачі визначається величиною контактних напружень, які виникають при взаємодії пари зубців у зоні контакту. Після досягнення цими напруженнями певних граничних значень, враховуючи до того ж їх циклічність, робочі поверхні зубців починають викришуватись, і передача виходить із ладу. Ці напруження можна визначити за формулою Герца для випадку контакту двох циліндрів:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{Q E_{\text{зв}}}{b \rho_{\text{зв}}}}. \quad (9.44)$$

Тут Q – сила в зачепленні; b – ширина зубця (довжина лінії контакту); $E_{\text{зв}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ – зведений модуль пружності матеріалів коліс; $\rho_{\text{зв}} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ – зведений радіус кривини, де ρ_1 і ρ_2 – радіуси кривин евольвентних профілів в точці контакту (рис. 9.24).

Користуючись позначеннями на рис. 9.24, можна записати, що $\rho_{\text{зв}} = \frac{N_1K \cdot KN_2}{N_1N_2}$.

Коефіцієнт питомого тиску враховує вплив геометрії зубців (радіусів кривини їх профілів в точці контакту) на величину контактних напружень. Він визначається як відношення

$$\mathfrak{G} = \frac{m}{\rho_{\text{зв}}} = \frac{m \cdot N_1N_2}{N_1K \cdot KN_2}. \quad (9.45)$$

Тут m – модуль зачеплення.

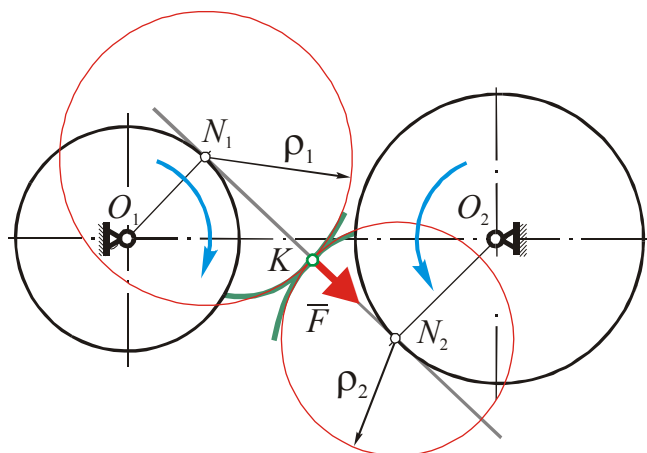


Рис. 9.24 Схема навантаження пари зубців коліс під час зачеплення

Коефіцієнт ϑ не залежить від величини модуля, оскільки радіус кривини ρ пропорційний модулю.

Оскільки точка K в процесі зачеплення пари зубців зміщується вздовж лінії зачеплення, а значить довжини відрізків N_1K і KN_2 змінюються, змінюватиметься і величина коефіцієнту питомого тиску залежно від положення точки контакту K на лінії зачеплення. Графік такої зміни представлений на рис. 9.25.

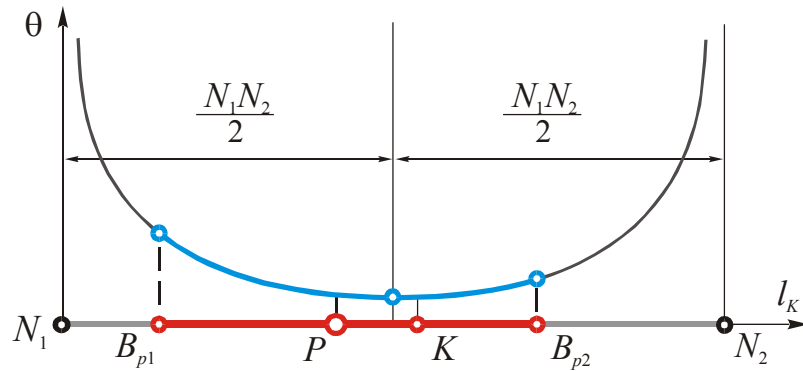


Рис. 9.25 Графік зміни величини коефіцієнта питомого тиску в залежності від положення точки контакту K на лінії зачеплення

Коефіцієнт питомого тиску ϑ залежать від коефіцієнтів зміщення коліс x_1 і x_2 .

Чим більші коефіцієнти зміщення, тим меншим буде коефіцієнт питомого тиску. При проектуванні евольвентної передачі потрібно намагатись, щоб коефіцієнт ϑ був якнайменшим.

9.2.9. Інтерференція зубчастих профілів. Підрізання та загострення зубців

Це явище супроводжується пластичними деформаціями крайок зубців у вершинах і їх ніжок.

Причиною інтерференції є похибки при виготовленні коліс, внаслідок чого виникає неприпустиме їх зближення після складання. Іншою причиною може бути неправильний вибір коефіцієнтів зміщення.

Інтерференція зубців заготовки й інструменту в умовах верстатного зачеплення призводить до *підрізання ніжок зубців*.

Розглянемо умови, за яких стає можливим підрізання зубців.

Діаметр дільного кола заготовки $d = mz$. За незмінного діаметра d при збільшенні модуля зменшується кількість зубців, які можна нарізати на заготовці. Розміри зубців при цьому збільшуються.

Визначимо мінімальну кількість зубців, яку можна нарізати без зміщення інструменту, щоб не було підрізання.

На рис. 9.26 лінія вершин рейки h_a^*m , яка формує евольвентну частину профілю ніжки зубця, (розміром c^*m нехтуємо) перетинає спільну нормаль лівіше від точки N . Тобто контакт зубців рейки і заготовки відбувається поза теоретичною лінією зачеплення, що й призводить до підрізання ніжки зубця.

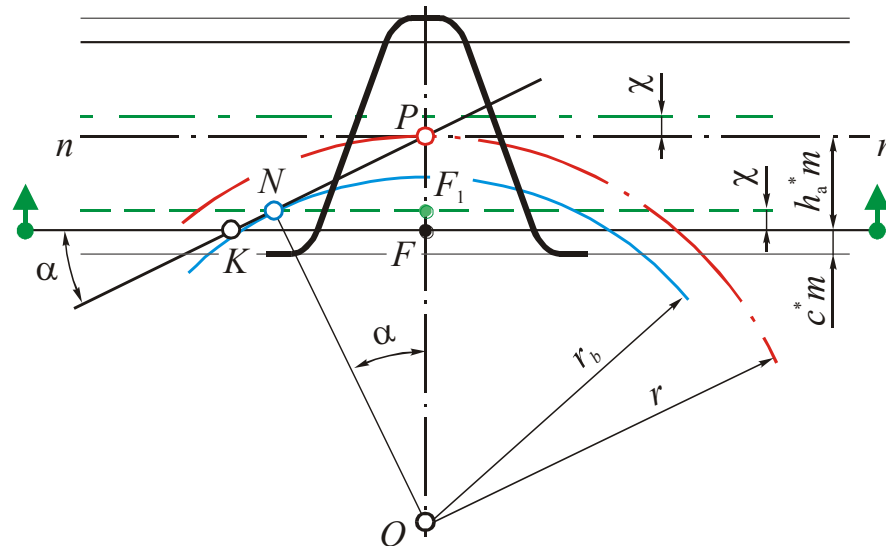


Рис. 9.26 Схема зачеплення інструментальної рейки і заготовки, коли має місце підрізання ніжок зубців

Підрізання зубців без зміщення інструменту не відбудеться за виконання умови:

$$NP \geq KP. \quad (9.46)$$

Враховуючи, що

$$NP = OP \sin \alpha = \frac{mz}{2} \sin \alpha ;$$

$$KP = \frac{PF}{\sin \alpha} = \frac{h_a^*m}{\sin \alpha},$$

умова (9.46) набуде вигляду:

$$\frac{mz_{\min}}{2} \sin \alpha \geq \frac{h_a^*m}{\sin \alpha}.$$

Звідси

$$z_{\min} \geq \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}. \quad (9.47)$$

При $h_a^* = 1$ і $\alpha = 20^\circ$

$$z_{\min} \approx 17.$$

Щоб нарізати колесо з кількістю зубців $z < 17$ без їх підрізання, потрібно ввести додатне зміщення інструменту χ , за якого лінія вершин рейки (без урахування s^*m) проходила б через точку на основному колі заготовки, що лежить правіше від точки N , або, в крайньому випадку, проходила через неї (див. рис. 9.26). Для цього випадку маємо умову:

$$NP = KP.$$

Тут $NP = \frac{mz}{2} \sin \alpha$; $KP = \frac{PF_1}{\sin \alpha} = \frac{(h_a^* - x)m}{\sin \alpha}$. Тоді $\frac{mz}{2} \sin \alpha = \frac{(h_a^* - x)m}{\sin \alpha}$. Звідси

$$z \sin^2 \alpha = 2(h_a^* - x).$$

З іншого боку, згідно з (9.47)

$$\sin^2 \alpha = \frac{2h_a^*}{z_{\min}} = \frac{2}{17}.$$

Таким чином

$$\frac{2}{17} z = 2(1 - x).$$

Остаточно отримаємо:

$$x = \frac{17 - z}{17}. \quad (9.48)$$

При додатному зміщенні, як уже відзначалось, потовщується ніжка, але, разом з тим, загострюється вершина, що зменшує міцність крайки зубця при його контактній взаємодії з ніжкою зубця другого колеса. Тому додатне зміщення обмежують товщиною вершини зубця, яка кратна модулю:

$$s_a = s_a^* m. \quad (9.49)$$

Тут s_a^* – коефіцієнт товщини зубця у вершині; його величина призначається залежно від способу термообробки зубців. Рекомендації щодо вибору s_a^* можна знайти в [5].

9.2.10. Вибір коефіцієнтів зміщення. Блокуючі контури

При виборі коефіцієнтів зміщення у процесі проектування зубчастого зачеплення в першу чергу мають виконуватися такі три умови:

- відсутність підрізання зубців ($x_1 \geq x_{1\min}$, $x_2 \geq x_{2\min}$);
- відсутність неприпустимого загострення зубців у вершинах ($x_1 \leq x_{1\max}$, $x_2 \leq x_{2\max}$);
- забезпечується неперервність зачеплення ($\varepsilon_\alpha \geq \varepsilon_{\alpha\min}$).

Тобто існує деякий допустимий інтервал для вибору коефіцієнтів зміщення:

$$x_{\min} \leq x \leq x_{\max} . \quad (9.50)$$

Для відповідальних передач, в яких до плавності ходу, міцності, ресурсу ставляться підвищені вимоги, коефіцієнти зміщення слід вибирати в указаному інтервалі обов'язково з урахуванням якісних показників проектованого зачеплення. Завдання це досить складне, адже оптимізувати приходиться відразу кілька параметрів, виходячи при цьому з умов експлуатації передачі (швидкохідність, характер навантаження, умови змащення, матеріали колеса і шестерні та спосіб їх термообробки і т.п.).

Цю задачу розв'язують з допомогою так званих *блокуючих контурів*.



Для кожної зубчастої передачі можна побудувати свій блокуючий контур. На рис. 9.27 зображений блокуючий контур для прямозубої передачі з кількістю зубців шестерні $z_1=12$ і колеса $z_2=15$ [2].

Тут червоними лініями позначена границя області допустимих значень коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 . Зліва і знизу ця область обмежена умовами відсутності підрізання евольвентних профілів зубців ($x_1 = x_{\min 1}$; $x_2 = x_{\min 2}$). Справа ж вона обмежена умовою неперервності зачеплення $\varepsilon_\alpha \geq \varepsilon_{\alpha\min}$. Як видно з рисунка, лінії, що відповідають неприпустимому загостренню вершин зубців ($s_{a1} = 0, s_{a2} = 0$), виходять за межі області. Це свідчить про те, що для передачі $z_1=12, z_2=15$, обмеження по $\varepsilon_\alpha = 1$ настає раніше, ніж по загостренню зубців.

Зеленим кольором на рисунку позначені границі розширеної області допустимих значень x_1 і x_2 . Проте таке розширення не рекомендоване стандартом.

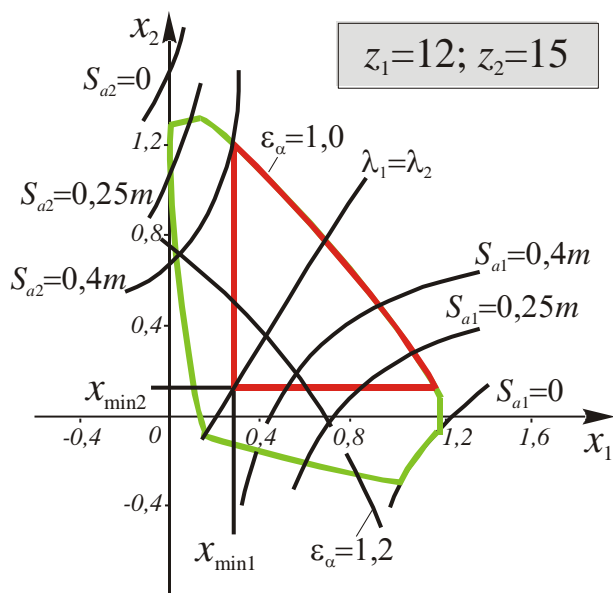


Рис. 9.27 Блокуючі контури

Для оптимального добору коефіцієнтів зміщення всередині блокуючого контуру зображені ізолінії, які відповідають найкращим значенням показників якості зачеплення для конкретних умов роботи передачі.