

Чернець М.В.Дрогобицький державний педагогічний
університет ім. Івана Франка,
м. Дрогобич, Україна,
Люблінський політехнічний інститут,
м. Люблін, Польща**ВПЛИВ УМОВ ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБІВ
ПРЯМОЗУБОЇ КОНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ
НА ЇХ КОНТАКТНУ МІЦНІСТЬ**

УДК 539.3: 539.628

Досліджено вплив умов зачеплення зубів конічної прямозубої передачі, пов'язаний із числом пар зубів, що перебувають у зачепленні, на рівень максимальних контактних тисків. Розрахунок проведено на основі еквівалентної циліндричної передачі з торцевим, середнім та внутрішнім модулями конічної передачі. Найвищих значень контактні тиски досягають на внутрішньому торці зубів. У результаті проведених досліджень встановлено, що за стандартизованою методикою розрахунку контактної міцності зубів рівень тисків буде в 1,48 рази вищим, ніж за розробленою методикою, яка враховує парність зачеплення.

Ключові слова: конічна прямозуба передача, дво – одно – двопарне зачеплення, контактна міцність зубів.

Конічні передачі широко використовують для передавання силового потоку між осями з кутом 90° ($< 90^\circ$ чи $> 90^\circ$) у різноманітних механізмах, машинах, обладнанні. Тому важливою є оцінка контактних тисків, що виникають у зачепленні, як характеристики міцності зубів. Особливістю роботи зубчастих передач, в т. ч. і конічних, є те, що у зачепленні приймає участь дві або ж одна пара зубів. В оберті спочатку дві пари зубів входять у зачеплення, а після певного їх кута повороту лише одна пара передає крутний момент і потім знову реалізується двопарне зачеплення зубів. Такі умови зачеплення зубів різко підвищують максимальні контактні тиски у однопарному зачепленні. У залежності від коефіцієнта перекриття у передачі залежатиме величина цих тисків. Частково оцінка контактної міцності зубів прямозубих конічних передач проведена окремо для двопарного і однопарного зачеплення у [1] протягом повного оберту вала. Однак таких умов роботи реально немає у прямозубих передачах. Нижче досліджено залежність контактних тисків у прямозубій конічній передачі при реалізації дво – одно – двопарного зачеплення зубів.

Для визначення максимальних контактних тисків $p_{j\max}$ використовується формула Герца:

$$p_{j\max} = 0,418 \sqrt{N'\theta / \rho_j}, \quad (1)$$

де $j = 1, 2, \dots, 7$ – точки контакту зубів;

$$N' = N_j / bw;$$

$$N_j = 9550P / r_1 n_1 \cos \alpha \text{ – сила, що виникає у зачепленні;}$$

P – передавана потужність;

b – ширина колеса;

w – кількість пар зачеплень зубів;

$$\theta = (1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2;$$

E, ν – модулі Юнга та коефіцієнти Пуасона матеріалів зубчастих коліс;

ρ_j – зведений радіус кривизни профілів зубів у нормальному перерізі.

Радіуси кривизни профілю зубів (зведений, шестерні, колеса) та геометричні параметри передачі:

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j} \rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}, \quad \rho_{1j} = r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{1j}, \quad \rho_{2j} = r_2 \sqrt{(r_{2j} / r_2)^2 - \cos^2 \alpha},$$

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha, \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha, \quad \alpha_{1j} = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha_{10} + j \Delta \varphi),$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{10} = (1 + u) \operatorname{tg} \alpha - \frac{u}{\cos \alpha} \sqrt{(r_{20} / r_2)^2 - \cos^2 \alpha},$$

$$r_1 = mz_1, \quad r_2 = mz_2, \quad r_{20} = r_{a2} - r, \quad r_{a2} = r_2 + m, \quad r = 0,2m,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{1s} = \sqrt{(r_{1s} / r_1)^2 - \cos^2 \alpha}, \quad r_{1s} = r_{a1} - r = r_{a1} - 0,2m, \quad r_{a1} = r_1 + m.$$

$$r_{2j} = \sqrt{a^2 + r_{1j}^2 - 2ar_{1j} \cos(\alpha - \alpha_{1j})}, \quad a = (z_1 + z_2)m / 2, \quad r_{1j} = r_1 \cos \alpha / \cos \alpha_{1j},$$

де r_1, r_2 – відповідно радіуси ділительних кіл шестерні і колеса;

r_{b1}, r_{b2} – радіуси основних кіл шестерні і колеса;

r_{a1}, r_{a2} – радіуси вершин зубів коліс;

r – радіус заокруглення вершин зубів;

u – передаточне відношення;

$\Delta\varphi$ – кут повороту зуба шестерні з точки початкового контакту (т. 0) в наступну точку;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення;

z_1, z_2 – число зубів коліс;

$m = m_n$ – нормальний модуль зачеплення;

α_{10} – кут, що відповідає 1-ій точці лінії зачеплення ;

α_{1s} – кут, що визначає положення останньої точки зачеплення зуба шестерні на лінії зачеплення;

a – міжосьова відстань.

Кути переходу від двопарного ($\Delta\varphi_{1F_2}$) до однопарного і знову двопарного ($\Delta\varphi_{1F_1}$) зачеплення у циліндричній прямозубій передачі розраховуються так:

$$\Delta\varphi_{1F_2} = \varphi_{10} - \varphi_{1F_2}, \Delta\varphi_{1F_1} = \varphi_{10} + \varphi_{1F_1}; \quad (2)$$

де $\varphi_{1F_2} = \operatorname{tg}\alpha_{F_2} - \operatorname{tg}\alpha$, $\varphi_{1F_1} = \operatorname{tg}\alpha_{F_1} - \operatorname{tg}\alpha$;

$$\operatorname{tg}\alpha_{F_2} = \frac{r_1 \sin \alpha - (p_b - e_1)}{r_1 \cos \alpha}, \operatorname{tg}\alpha_{F_1} = \frac{r_1 \sin \alpha - (p_b - e_2)}{r_1 \cos \alpha};$$

$p_b = \pi m \cos \alpha$ – крок;

$$e_1 = \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \sin \alpha, \quad e_2 = \sqrt{r_{2s}^2 - r_{b2}^2} - r_2 \sin \alpha.$$

Для розрахунку зношування конічних зубчастих передач використано еквівалентні циліндричні передачі з торцевим та внутрішнім модулями зачеплення [2]. По довжині зуба конічного колеса (рис. 1) його модуль є змінним $m_{\max} \leq m_{mn} \leq m_{\min}$.

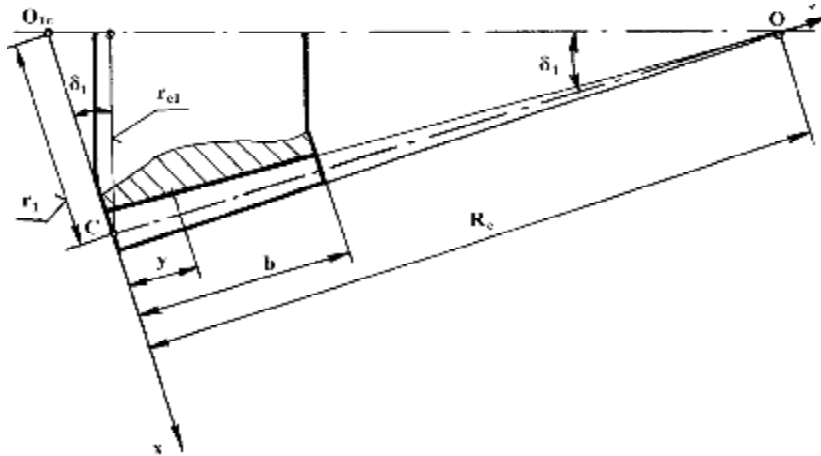


Рис. 1 – Параметри конічного колеса

Відповідно для прямозубих конічних передач торцевий модуль зачеплення:

$$m_{te} = m_{mn} + \frac{b \sin \delta_1}{z_{1K}}. \quad (3)$$

Торцевий модуль зачеплення вздовж зуба конічного колеса у розрахункових перерізах y :

$$m_t = \left(1 - \frac{y}{R_e}\right) m_{te}.$$

Нормальний модуль зачеплення вздовж зуба кінцевого колеса у розрахункових перерізах y :

$$m_n = m_t = \left(1 - \frac{y}{R_e}\right) m_{te}. \quad (4)$$

Геометричні розміри та параметри кінчних коліс:

а) середні діаметри: $d_{m1} = m_{nm} z_{1K}$, $d_{m2} = m_{nm} z_{2K}$;

б) кількість зубів: z_{1K} , z_{2K} ;

в) передаточне відношення $u_K = z_{2K} / z_{1K}$;

г) довжина твірної ділительних конусів $R_e = R_m + 0,5b$;

д) середня довжина твірної ділительних конусів $R_m = d_{m1} / 2 \sin \delta_1$;

е) кути ділительних конусів: $\text{tg} \delta_1 = u_K^{-1}$, $\text{tg} \delta_2 = u_K$;

є) ширина зубчастого вінця $b = R_m \psi / (1 - 0,5\psi)$.

Параметри циліндричних еквівалентних коліс:

а) кількість зубів: $z_1 = z_{1K} / \cos \delta_1$, $z_2 = z_{2K} / \cos \delta_2$;

б) передаточне відношення $u = z_2 / z_1 = u_K^2$.

Вихідні дані для розв'язку при дво - одно - двопарному зачепленні зубів прийнято наступними:

- $m = 5$ мм; $u_K = 3$; $n_1 = 750$ об/хв; $z_{1K} = 20$; $P = 20$ кВт; $b = 50$ мм; $\psi = 0,19$; $\Delta\phi = 4^\circ$;

- матеріали коліс:

шестерня - сталь 38ХМЮА, азотована на глибину 0,4 ... 0,5 мм, НВ 600; $\sigma_B = 1040$ МПа,

колесо - сталь 40Х, об'ємне гартування, НВ 341; $\sigma_B = 981$ МПа, $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа, $\mu = 0,3$;

- нормальні модулі зачеплення: $y = 0 - m_n = 4,924$ мм; $y = 25$ мм - $m_n = 4,157$ мм; $y = 50$ мм - $m_n = 3,391$ мм.

Результати розв'язку задачі наведено на рис. 2 та рис. 3.

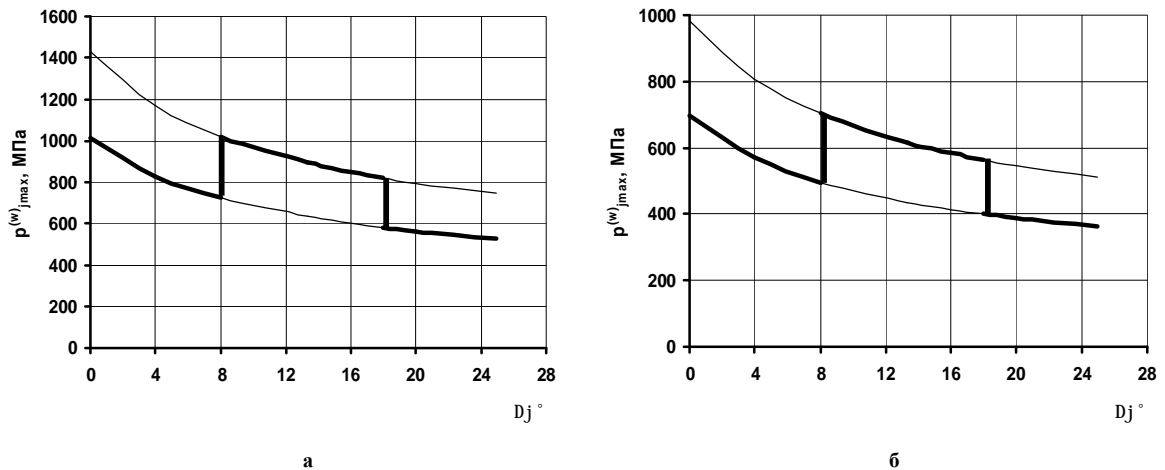


Рис. 2 – Максимальні контактні тиски у зачепленні:

а - $y = 50$ мм - $m_n = 3,391$ мм;

б - $y = 0$ - $m_n = 4,924$ мм

Аналіз графіків зміни $p_{j \max}$ свідчить, що на вході зубів у зачеплення вони є найбільшими. Оскільки вхід у зачеплення (вихід з нього) відбувається за участю двох пар зубів, то $p_{0 \max}$ (нижній графік) є 1,41 рази нижчими як при однопарному зачепленні (верхній графік). Однак при певному значенні кута $\Delta\phi = \Delta\phi_{1F_2}$ двопарне зачеплення переходить в однопарне, що призводить до скачкоподібного зростання p_{\max} , а після його переходу знову у двопарне зачеплення тиск зменшується.

На рис. 2, а, б характер зміни $p_{j\max}^{(w)}$ при коефіцієнті торцевого перекриття $\varepsilon_{\alpha} = 1,419$ показано потовщеною лінією.

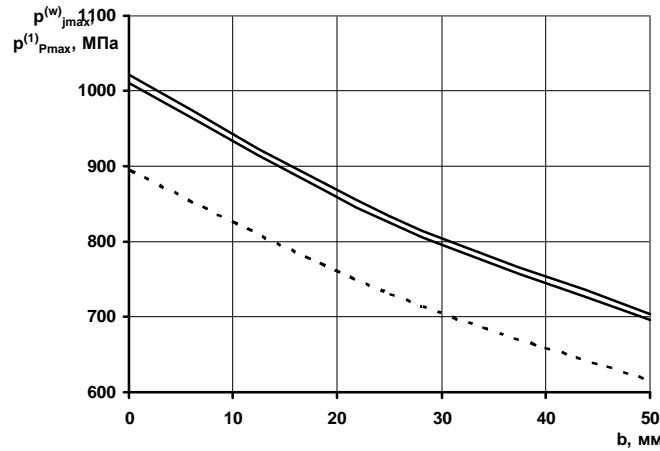


Рис. 3 – Максимальні контактні тиски у полюсі зачеплення

У досліджуваному випадку $p_{0\max}^{(2)}$ ($\Delta\varphi = 0$) та $p_{\max F_2}^{(1)}$ ($\Delta\varphi = 8^\circ$) відрізняються на 1° , тобто міцність зубів можливо оцінювати на вході їх у зачеплення при двопарному зачепленні. Слід зазначити, що рівень $p_{j\max}^{(w)}$ залежить від координати y (рис. 1) і на внутрішньому діаметрі колеса при $y = b$ (рис. 2, а) вони будуть в 1,45 р вищими, ніж на його зовнішньому діаметрі ($y = 0$) (рис. 2, б).

На рис. 3 показано зміну $p_{j\max}^{(w)}$ по довжині зуба, де верхній графік показує тиски $p_{\max F_2}^{(1)}$, нижній – $p_{0\max}^{(2)}$. Як вже зазначалось, різниця між тисками є незначною, натомість по ширині зубчастого вінця сягає 45 %.

При перевірочному розрахунку кіничних передач контактні напруження згідно ДСТ обчислюються у полюсі зачеплення по середньому діаметру d_{m1} з $y = 25$ мм, на якому тиски у полюсі є нижчими на 23 %, ніж на внутрішньому діаметрі при $\Delta\varphi = 0$ чи 8° . Зміна контактних тисків $p_{P\max}^{(1)}$ у полюсі зачеплення по довжині зуба показана штриховою лінією. Реально діючі контактні тиски у зазначених точках зачеплення ($\Delta\varphi = 0, 8^\circ$) порівняно з тиском у полюсі зачеплення по середньому діаметру є в 1,4 рази більшими.

За стандартизованою методикою оцінки контактної міцності зубів кіничних передач [3] контактні напруження є в 1,48 рази більшими у порівнянні з контактними тисками, наведеними вище (рис. 2, а) на вході зубів в однопарне зачеплення. Максимальні напруження (тиски) за [3] навіть дещо (в 1,06 рази) перевищують тисти на вході у зачеплення (рис. 2, а, верхній графік, однопарне), які не виникають в реальних умовах. Якщо порівнювати обчислені таким чином контактні напруження з тисками $p_{P\max}^{(1)}$ в полюсі зачеплення на середньому діаметрі d_{m1} , то їх відношення є дуже значним ($1510/730,4 = 2,07$ рази).

Проведені дослідження свідчать, що стандартизована методика оцінки контактної міцності зубів кіничних передач дає суттєво завищену величину контактних напружень у зачепленні.

Література

1. Чернець М.В., Береза В.В., Чернець Ю.М. Оцінка впливу параметрів евольвентних кіничних передач на їх довговічність та зношування. Ч.1. Прямозубі передачі // Проблеми трибології. – 2011. – № 1. – С. 12 – 18.
2. Чернець М.В., Келбінські Ю., Береза В.В. Метод прогнозування зношування кіничних передач з косими зубами // Проблеми трибології. – 2009. – № 4. – С. 6-13.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1986. – 359 с.

Поступила в редакцію 23.09.2013

Chernets M.V. Influence of straight bevel gear teeth hooking conditions on their contact strength.

The influence of conditions of straight bevel gear teeth contact, which is connected with number of teeth pairs, that are in the gearing, on the level of maximal contact pressures has been researched. Calculation has been conducted on the basis of equivalent cylindrical gear with front, medium and internal modules of conic gear. Contact pressures reach their maximal values at the internal teeth butt end. As the result of conducted researches there has been established, that according to standardized technique of contact teeth strength calculation, pressures level would be 1,48 times higher, than according to developed technique, which allows to take into account the parity of gearing.

Key words: bevel spur gear, two - one - dvoparne engagement, contact strength of tooth.

References

1. Czernec M. V., Bereza V. V., Czernec J. M. Ocinka wplywu parametriv evolventnykh konicznykh peredacz na ich dovhovicznist ta znoszuвання. Cz. 1. Prjamozubi peredaczi. Problemy trybologii, № 1, 2011. S 12 - 18.
2. Czernec M. V., Kielbinski J., Bereza V. V. Metod prohnoznoi ocinky znoszuвання konicznykh peredacz z kosomy zubamy. Problemy trybologii, № 4, 2009. S 6 - 13.
3. Huzenkov P. H. Detali maszyn, Wysszaja szkola, 1986. 359 s.