

РОЗРАХУНКОВЕ ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ЗНОШЕНОГО ШАРУ НА АКТИВНИХ ПОВЕРХНЯХ ЗУБІВ ПАРИ КОСОЗУБИХ КОЛІС

Зубчасті передачі багатьох машин функціонують в умовах, коли неможливо повністю захистити зону зачеплення коліс від потрапляння абразивних часток, тому зуби коліс таких передач мають бути достатньо стійкими до зношування поверхневого шару.

Ми застосували відомі з трибології формули для товщини зношеного шару в довільній точці на активному профілі зуба колеса [1] та для інтенсивності лінійного зношування, а також відомий з механіки деформівного тіла вираз для контактних напружень у випадку притискання одне до одного двох пружних тіл, коли площадка контакту являє собою прямолінійну смужку. Було враховано відому з теорії евольвентних зубчастих передач [2] формулу для нормальної сили взаємодії пари циліндричних косозубих коліс (лінія дії цієї сили лежить у площині зачеплення та перпендикулярна до прямої теоретичного дотику гвинтових евольвентних поверхонь зубів цих коліс), а також вираз для сумарної довжини контактних площадок у циліндричній косозубої передачі, в якій коефіцієнт осьового перекриття близький до натурального числа. В результаті ми отримали [3] формулу для розрахунку товщини $h_{ny\lambda}$ зношеного шару у довільній точці Y на активному профілі зуба циліндричного косозубого колеса λ у такому вигляді:

$$h_{ny\lambda} = \frac{2 \cdot k_{Int} \cdot T_2 \cdot \theta_{y\lambda} \cdot \omega_\lambda \cdot t}{\pi^2 \cdot \varepsilon_\alpha \cdot b_w \cdot r_{b2} \cdot H_{B\lambda}}, \quad (1)$$

де k_{Int} – безрозмірний коефіцієнт пропорційності між середньою по ширині площадки контакту інтенсивністю лінійного зношування для колеса λ та величиною $(\sigma_H/H_{B\lambda})$, який враховує шорсткість поверхонь зубів коліс і властивості мастильного матеріалу; T_2 – тривало діючий постійний або еквівалентний обертальний момент на веденому валу; $\theta_{y\lambda}$ – питомі ковзання при дотику евольвентних профілів зубів

коліс у довільній точці Y ; ω_λ – кутова швидкість обертання колеса λ ; t – тривалість роботи косозубої передачі; ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття; b_w – ширина зубчастих вінців коліс; r_{b2} – радіус основного циліндру веденого косозубого колеса; σ_H – значення нормального напруження на серединній лінії смужки контакту зубів; $H_{B\lambda}$ – твердість поверхневого шару матеріалу колеса λ , яку виражено в тих самих одиницях вимірювання, що і напруження σ_H .

Символ λ в нижньому індексі біля фізичної величини позначає зубчасте колесо, до якого має відношення ця величина ($\lambda=1$ – ведуче, $\lambda=2$ – ведене колесо). Значення k_{Int} не залежить від величини σ_H , воно однакове для обох коліс передачі для будь-якої ділянки активних поверхонь зубів.

Ми підставили у вираз для питомих ковзань $\theta_{y\lambda} = V_y^{sl} / V_{y\lambda}^{pr}$ відомі з теорії евольвентних зубчастих передач [2] формули для швидкості ковзання V_y^{sl} між евольвентними профілями зубів ведучого та веденого коліс та швидкості переміщення $V_{y\lambda}^{pr}$ точки теоретичного дотику профілів зубів вздовж профілю зуба колеса λ , коли ця точка займає довільне положення Y на прямій зачеплення.

Після цього ми отримали [3] формули для визначення товщин зношених шарів на поверхнях зубів ведучого та веденого коліс у нижніх активних точках евольвентних профілів (h_{nded1} , h_{nded2}) і у точках на вершинах зубів (h_{nadd1} , h_{nadd2}). Залежно від чисел зубів, коефіцієнтів зміщення твірної рейки для ведучого і веденого коліс та кута нахилу гвинтової лінії зуба на ділільних циліндрах, одна з чотирьох зазначених товщин зношеного шару буде найбільшою у порівнянні з усіма іншими ділянками на активних поверхнях зубів. Тому розрахунок чотирьох вказаних товщин та порівняння найбільшої серед них з допустимим значенням товщини зношеного шару надає можливість під час проектування циліндричної косозубої передачі перевірити, чи має вона достатню довговічність за критерієм зношування поверхневого шару.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Kragelsky, I. V. Friction and Wear. Calculation Methods / I. V. Kragelsky, M. N. Dobychin, V. S. Kombalov. – Oxford : Pergamon Press, 1982. – 464 p.

2. Linke, H. Cylindrical Gears. Calculation, Materials, Manufacturing / H. Linke, J. Borner, R. Heß. – Munich: Carl Hanser Verlag, 2016. – 848 p.

3. Попович, О. Г. Коригування пари циліндричних косозубих коліс для зменшення зношування евольвентних поверхонь зубів [Текст] / О. Г. Попович, В. Г. Шевченко // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2023. – № 4. – С. 40–49.