

УДК 539.538

О. О. Шиліна

Луцький національний технічний університет

ОСОБЛИВОСТІ ЗНОШУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ

В статті розглянуто методика розрахунку на зношування зубчастого зачеплення, яка враховує схеми взаємодії та характерні форми зношеної поверхні зубів евольвентних зачеплень. Наведено чинники, які впливають на зношування зубців.

Зубчасті передачі будь-яких механізмів повинні виконувати задані функції при збереженні своїх експлуатаційних показників - надійності, особливо високої імовірності безвідмовної роботи та значного середнього напрацювання до відмови, довговічності роботи при різних режимах навантаження, ремонтпридатності тощо.

Основними видами руйнування зубчастих передач (рис.1) в процесі експлуатації є: втомне руйнування зубців - 24 %; втомне викришування робочих поверхонь зубців - 20%; зношування зубців - 18 %; задири та заїдання зубців, крайові сколи тощо - 23 %; руйнування зубців від перевантаження - 15 %.

Таким чином, домінуючими видами руйнування зубчастих передач є втомне руйнування, зношування та руйнування зубців від перевантаження, які становлять 77% всіх відмов.

При роботі зубчастих зачеплень створюються змінні умови взаємодії в межах профілю зуба. Це пов'язано насамперед з кінематикою зачеплення, коли швидкість відносного ковзання змінюється від нуля (у полюсі

зачеплення) до максимального значення при контакті головки і ніжки сполучених зубів.

Процеси, які протікають в зоні контакту зубчастих зачеплень є досить складні.

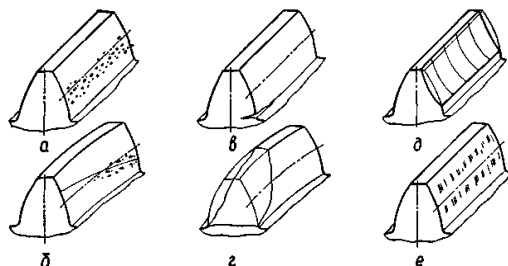


Рис. 1. Види руйнування зубчастих коліс: *а, б*- сліди втомного прогресуючого викришування на поверхні зубців; *в, г* – мікротріщини; *д* - спрацювання зубців у відкритих передачах та недостатньо захищених від забруднення закритих передачах; *е* - відрив частинок металу, що в подальшому задирають робочі поверхні зубців у напрямі ковзання

Основною причиною відмови зубчастих передач є, як правило, втома поверхневих шарів (пігтінг), що призводить до локальних пошкоджень поверхні у вигляді викришування або відшаровування окремих частинок матеріалу.

В результаті аналізу літературних джерел по дослідженню і розрахунку на довговічність зубчастих передач в умовах втоми зроблені наступні твердження: зношування зубчастих зачеплень може виникнути, по-перше, при заїданні, коли відбувається місцеве руйнування граничної мастильної плівки, що є неприпустимим видом зношування, і, по-друге, при наявності в мастилі або в навколишньому середовищі абразивів, які попадають на поверхню контакту. Зношування найбільш характерно для

відкритих передач сільськогосподарських, гірських, будівельних та інших машин.

В силу зазначених причин форма зношеної поверхні зубів передач, як показали численні дослідження, має різний характер. При цьому спостерігається прагнення до стабілізації процесу зношування і до виникнення оптимального контуру профілю зуба, який найбільшою мірою пристосований до даних умов взаємодії поверхонь.

Для прогнозування зношення зубчатих передач необхідно використати методику розрахунку, яка враховує схеми взаємодії та характерні форми зношеної поверхні зубів евольвентних зачеплень (рис. 2).

Класичним можна вважати профіль, коли зношування в зоні полюса зачеплення практично відсутній. Зношування збільшується по напрямку до ніжки і головки зуба, де зростає швидкість відносного ковзання (рис. 2, б профіль 1). Для малонавантажених зубчастих передач в разі застосування твердих мастильних покриттів спостерігається більш рівномірне зношування профілю зуба (профіль 2). В полюсі зачеплення можливо змінання поверхностей при недостатній твердості матеріалів або викришування внаслідок втоми.

Іноді в полюсній зоні на зубах ведучого колеса спостерігається канавка, а в полюсній зоні на зубах веденого - гребінець (профіль 3). Така картина має місце при недостатній твердості поверхонь і пояснюється напрямом сил тертя: від полюсної лінії до периферії на зубах ведучого колеса і від периферії до полюсної лінії на зубах веденого. Профіль зуба при роботі зачеплення у вакуумі показаний на схемі (профіль 4). Для важких передач характерним є профіль зношеного зуба, у якого підвищене зношування виникає в зоні входу зуба в зачеплення (профіль 5). Це явище пов'язане в основному з динамічними навантаженнями.

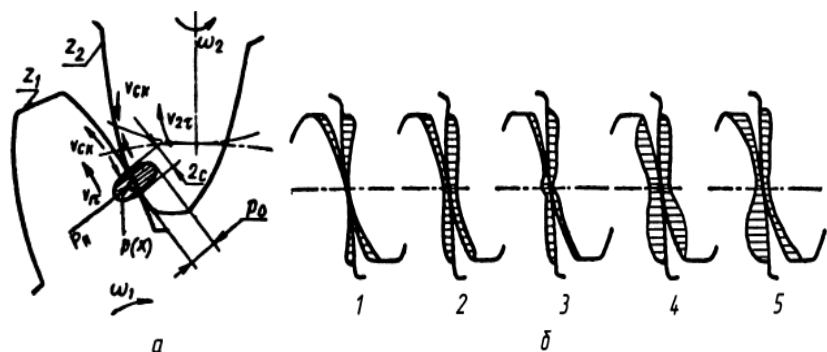


Рис. 2. Зношування зубчастих передач: а) схема розрахунку на зношення профілю зубчастого зачеплення; б) характерні форми зношеної поверхні евольвентних зубчастих зачеплень

Розглянемо методичний підхід до розрахунку на зношування зубчастого зачеплення на прикладі евольвентних циліндричних прямозубих коліс, які працюють в умовах механічного зношування. Визначимо зношення профілю зуба U_0 за один цикл зачеплення, тобто за один оберт зубчастого колеса:

$$U_0 = k\sigma_{cp}s, \quad (1)$$

де s - шлях тертя, пройдений точками контакту зубів за один оберт зубчастого колеса.

Середнє напруження (тиск) на площі контакту сполучених зубів розраховується як відношення нормальної сили N до площі контакту $2bc$, а сила N - як інтеграл функції тиску по ширині площі контакту (рис. 2, а).

$$\sigma_{cp} = \frac{N}{2bc} = \frac{1}{2bc} \int_{-c}^{+c} \sigma(x) b dx, \quad (2)$$

де N - нормальне зусилля, що передається зубом, b - ширина зуба.

Розподіл тиску $\sigma(x)$ по площі контакту розміром $2c$ приймається приблизно рівним розподілу тиску по площі контакту двох циліндрів з паралельними осями і являє собою ординати поверхні половини еліптичного циліндра:

$$\sigma(x) = \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c}\right)^2} \sigma_{\max}, \quad (3)$$

де σ_{\max} - максимальний тиск.

Провівши відповідні перетворення, з (2) і (3) отримаємо, що середній тиск дорівнює:

$$\sigma_{cp} = \frac{\pi}{4} \sigma_{\max}. \quad (4)$$

Шлях тертя s для точок профілю зубів, що знаходяться в контакті, розраховується як добуток швидкості відносного ковзання на тривалість контакту t_y за один цикл зачеплення:

$$s = v_{cx} t_y. \quad (5)$$

Цей шлях певною мірою умовний, так як в зоні контакту є ділянки ковзання та зчеплення.

Час t_y розраховується як відношення розміру площі контакту $2c$ до тангенціальної складової швидкості переміщення точок:

$$T_y = \frac{2c}{v_\tau}. \quad (6)$$

Розмір площі контакту $2c$ розраховується за формулою:

$$2c = 2 \cdot 1,52 \sqrt{\frac{N}{b} \frac{\rho_n}{E_{np}}}, \quad (7)$$

де ρ_n - приведений радіус кривизни контактуючих зубів.

Підставляючи в формулу (1) відповідні значення з (4 - 6), отримаємо, що величина зношення пропорційна

нормальному погонному навантаженню і коефіцієнту відносного ковзання $\eta = \frac{v_{ck}}{v_t}$:

$$U_0 = k \frac{N}{b} \eta . \quad (8)$$

Величина зношування зубів колеса 1 за n_1 циклів роботи дорівнює:

$$U_1 = U_{01} n_1 = k_1 \frac{N}{b} \eta_1 n_1 . \quad (9)$$

Величина зношування зубів колеса 2 за $n_2 = n_1 / i$ циклів буде:

$$U_2 = U_{02} n_2 = k_2 \frac{N}{b} \eta_2 n_2 , \quad (10)$$

де $i = z_2/z_1$ - передаточне відношення чисел зубів коліс 2 і 1, які знаходяться в зачепленні.

Виражаючи коефіцієнт відносного ковзання у функції радіусів кривизни ρ_1 і ρ_2 контактуючих профілів, отримаємо

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= k_1 \frac{N}{b} \left| \left(1 - \frac{\rho_{1n}}{\rho_1} \right) \right| \frac{i+1}{i} n_1 \\ U_2 &= k_2 \frac{N}{b} \left| \left(1 - \frac{\rho_{2n}}{\rho_2} \right) \right| \frac{i+1}{i} n_2 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

де ρ_{1n} і ρ_{2n} - радіуси кривизни контактуючих зубів в полюсі зачеплення.

Вираз $(1 - \rho_n / \rho)$ в (11) взято по модулю, так як в полюсі зачеплення швидкість ковзання змінює напрямок, і дані виразу змінюють знак при $\rho < \rho_n$.

Розглянута методика розрахунку розподілу зношування за профілем зубів враховує однопарні зачеплення.

Даний розрахунок призводить до такої форми зношеної поверхні зуба, коли зношування зростає до голівки і ніжки зуба, а в смузі зачеплення відсутнє ($\rho_1 = \rho_{1n}$ и $\rho_2 = \rho_{2n}$), (схема I на рис. 2, а). Спостереження за зношуванням профілів зубчастих передач показують, що на форму зношеної поверхні в ряді випадків впливають додаткові фактори, невраховані у прийнятій схемі розрахунку.

Отже, під час роботи зубчастої передачі зубці коліс періодично взаємодіють між собою. При цьому лінія контакту зубців постійно міняє своє положення на активній поверхні зубців за час знаходження їх у контакті. Наявність ковзання активних поверхонь призводить до виникнення сил тертя між навантаженими зубцями. Такий складний характер навантаження контакту зубців зубчастих коліс є причиною певних руйнувань як поверхневого шару зубців, так і зубців взагалі. Однак за допомогою методики розрахунку, яка враховує схеми взаємодії та характерні форми зношеної поверхні зубів евольвентних зачеплень можна обчислити величину зношування зубів колеса та спрогнозувати довговічність роботи зубчастої пари.

Література:

1. Абрамов Б. М. Колебания прямозубых зубчатых колес. - Харьков: Изд-во Харьк. ун-та, 1968. - 176 с.
2. Гавриленко В. А. Зубчатые передачи в машиностроении. - М.: Машгиз, 1962. - 531с.
3. Проников А. С. Параметрическая надежность машин. - М.: Изд - во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. - 560с.