

## ВПЛИВ ЗОВНІШНІХ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ЗНОШУВАННЯ ЗУБЦІВ КОЛІС ПЕРЕДАЧ У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПОЖЕЖНОГО УСТАТКУВАННЯ

Розглянуто питання зношування зубців циліндричних передач пожежного устаткування з урахуванням впливу зовнішніх динамічних навантажень при перехідних процесах його роботи. Результати роботи дали змогу підвищити точність розрахунку зубчастих передач на довговічність за зношуванням.

Машинобудівна промисловість випускає значну кількість типорозмірів різного пожежного устаткування. Майже в кожному такому устаткуванні є зубчасті передачі, які складаються з однієї або декількох пар зубчастих коліс. Найбільш поширеними механізмами з зубчастими передачами є циліндричні редуктори, які використовують для автопожежного транспорту, наприклад, коробки відбору потужності КОМ – 68Б, КОМ – 107, КОМ – Ц1А та інше устаткування пожежної галузі.

В процесі експлуатації зубчасті передачі повинні виконувати задані функції при збереженні своїх експлуатаційних показників (надійності, високої імовірності безвідмовної роботи та значного середнього наробітку до відмови, довговічності роботи, особливо при різних режимах навантаження тощо) на протязі встановленого терміну часу. Відомо, що для нормальної експлуатації зубчастої передачі необхідно щоб між спряженими профілями зубців коліс обов'язково був односторонній боковий проміжок певної величини. Наявність цього проміжку при зупинках, пусках та переключеннях зубчастих передач при перехідних процесах приводить до розриву кінематичних ланцюгів і до місцевих ударних навантажень, тобто до виникнення зовнішніх динамічних навантажень на зубцях коліс. Статистикою [2] підтверджено, що 15% зубчастих передач виходять з ладу внаслідок ламання зубців, а 18% внаслідок зношування. Тому наукові дослідження, пов'язані з забезпеченням міцності та зносостійкості циліндричних передач редукторів загального призначення мають велике значення для покращення експлуатаційних показників різноманітних машин і механізмів.

Зубчасті колеса передач евольвентного зачеплення працюють в умовах абразивного зношування. У цьому випадку товщину зношеного шару  $h_1$  матеріалу зубців визначають за залежністю [1]

$$h_1 = 2a\lambda n z_s I_h t, \quad (1)$$

де  $a$  – напівширина площини дотику за Герцем, мм;  $\lambda$  – коефіцієнт ковзання;  $n$  – частота обертання колеса,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $t$  – час роботи зубчастої передачі,  $\text{хв}$ ;  $z_s$  – число пар зачеплення з зубчастим колесом, яке розглядається;  $I_h$  – інтенсивність зношування (безрозмірна величина).

Згідно залежності (1) товщина спрацьованого шару  $h_1$  в першу чергу залежить від часу роботи передачі та інтенсивності зношування  $I_h$ . В свою чергу  $I_h$  залежить від питомого тиску між зубцями коліс та в'язкості мастил. При збільшенні питомого тиску у 2 рази, інтенсивність зношування зростає в 3,5 рази [2], а використання мастил без домішків (мало в'язких) значно збільшує інтенсивність зношування до декількох разів, навіть при однаковій в'язкості. Але цю залежність можна використати при умові дії тільки статичних навантажень. Це пояснюється тим, що значення інтенсивності зношування визначається на підставі результатів експериментів на випробувальних стендах з замкненим силовим потоком при статичному навантаженні [1]. У процесі експлуатації зубчастих передач внаслідок удару зубців, тобто виникнення динамічних навантажень, дійсне значення товщини зношеного шару матеріалу зубців буде відрізнятися від визначеного за залежністю (1). Підтвердженням цього

є і той факт, що значення коефіцієнта тертя при динамічних навантаженнях зростає, а це приводить до зростання інтенсивності зношування. Тому сумарна товщина зношеного шару матеріалу зубця  $h_1$  буде

$$h_1 = h_{1c} + h_{1d}, \quad (2)$$

де  $h_{1c}$ ,  $h_{1d}$  – товщина зношеного шару матеріалу відповідно при статичних і динамічних навантаженнях.

Тоді, з урахуванням (1), можна записати

$$h_{1c} = 2a \lambda n z_s I_h t (1 - K_{П.Д}); \quad (3)$$

$$h_{1d} = 2a \lambda n z_s I_{hd} t \cdot K_{П.Д} \quad (4)$$

де  $I_h$ ,  $I_{hd}$  – інтенсивність зношування зубців відповідно при статичних та динамічних навантаженнях;  $K_{П.Д}$  – коефіцієнт, який враховує питому кількість зовнішніх динамічних навантажень; для пожежного устаткування, яке працює в екстремальних ситуаціях,  $K_{П.Д} = 0,005 \dots 0,10$ , тобто  $0,5 \dots 10\%$ .

Крім цього, інтенсивність зношування зубців коліс прямопропорційно залежить від зміни коефіцієнта тертя [1, 2]. Коефіцієнт тертя  $f_A$  при динамічних навантаженнях збільшується у порівнянні з коефіцієнтом тертя при статичних навантаженнях ( $f = 0,1$  для умов, які розглядаються в [1]) в  $2 \dots 2,4$  рази. Тобто при врахуванні дії зовнішніх динамічних навантажень у процесі експлуатації зубчастих передач доцільно ввести коефіцієнт  $K_{fA}$ , який показує зміну коефіцієнта тертя при ударних навантаженнях зубців коліс передачі

$$K_{fA} = \frac{f_A}{f}. \quad (5)$$

Цей чинник можна вважати основним при розгляді процесу зношування зубців у процесі експлуатації. Його значення залежить від умов експлуатації, матеріалу зубчастих коліс та бокового зазору між зубцями коліс, динамічних навантажень тощо.

В нашому випадку, з врахуванням залежності (5), можна записати

$$I_{hd} = K_{fA} \cdot I_h. \quad (6)$$

Після підстановки (6) у (4), а (3) і (4) у (2) отримаємо

$$h_1 = 2a \lambda n z_s I_h t [1 + K_{П.Д} (K_{fA} - 1)]. \quad (7)$$

Проаналізуємо залежність (7) з точки зору впливу питомої кількості зовнішніх динамічних навантажень і коефіцієнта тертя при ударних навантаженнях на зношування зубців коліс передачі. Для цього розглянемо циліндричну зубчасту передачу модуля  $m_n = 3$  мм,  $z_1 = z_2 = 40$ ,  $\beta = 5^\circ$ ,  $b = 30$  мм,  $\alpha = 20^\circ$ , ведуче колесо – сталь 40Х, ведене – сталь 45 при навантаженні моментом сил опору  $T_{с.о} = 39$  Н·м, коефіцієнт динамічного навантаження  $K_A = 3,5$ . Для цих умов  $a = 0,4 \cdot 10^{-2}$  мм;  $f_A = 0,234$ ;  $K_{fA} = 2,34$ ;  $\lambda = 0,57$ ;  $n = 1450$  хв<sup>-1</sup>;  $z_s = 1$ ;  $I_h = 2,6 \cdot 10^{-7}$  [2];  $t = 1000$  год = 60000 хв. Результати розрахунку за залежністю (7) наведено в табл.

Отримані результати показують, що при збільшенні питомої кількості зовнішніх динамічних навантажень зношування зубців коліс передачі зростає, тобто  $h_{14} > h_{13} > h_{12} > h_{11}$ . При питомій кількості зовнішніх динамічних навантажень 2% зношення зубців коліс передачі зростає на 2,7% у порівнянні зі статичним навантаженням.

Таблиця 1. Зношування зубців коліс при різній питомій кількості зовнішніх динамічних навантажень

Час роботи передачі $t \cdot 10^3$ , хв.	Питома кількість динамічних навантажень, %			
	0	0,5	1,0	2,0
	Знос $h_i$ , мкм			
	$h_{I1}$	$h_{I2}$	$h_{I3}$	$h_{I4}$
10	17,2	17,3	17,4	17,6
30	51,6	52,0	52,8	53,2
60	103,2	104,0	108,0	112,0

На підставі виконаної роботи можна зробити наступні висновки:

1. На величину зношування зубців коліс передачі в процесі експлуатації впливає питома кількість зовнішніх динамічних навантажень. Так, при збільшенні питомої кількості динамічних навантажень з 0,5% до 2% зношування зубців коліс зростає на 2,7% при легкому режимі навантаження.

2. Інтенсивність зношування  $I_h$  зубців коліс знаходиться у прямій залежності від дії зовнішніх динамічних навантажень. При збільшенні питомої кількості динамічних навантажень на 1,5% інтенсивність зношування зростає на 8,5%, що пояснюється зміною коефіцієнта тертя між зубцями коліс передачі.

3. Результати роботи дали змогу уточнити методику розрахунку довговічності зубчастих передач за зношуванням пожежного устаткування за рахунок урахування зовнішніх (ударних) навантажень, які виникають при перехідних процесах його роботи.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
2. Васильева О.Е. Забезпечення міцності та зносостійкості циліндричних зубчастих передач редукторів загального призначення з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.02 / НУ «Львівська політехніка». – Львів, 2002. – 20 с.

УДК 614.84

І.А. Антипов, канд. техн. наук, О.А. Петухова, канд. техн. наук,

#### ЗАХИСТ ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ ВІД ПОЖЕЖІ ВОДОЮ В ВИГЛЯДІ КУПОЛА

Пропонується спосіб захисту обладнання створенням завіси у вигляді незаповненого купола рідини. Особливістю запропонованого способу є можливість формування купола рідини в широких межах як за висотою так і за діаметром в горизонтальній площині в залежності від параметрів поверхні яку захищаємо.

Актуальність захисту промислового обладнання в умовах пожежі обумовлена втратою їх працездатності при нагріванні.