

ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ, МІЦНОСТІ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО УСТАТКУВАННЯ

УДК 621.833.1/001-2

О.Є. Васильєва, І.В. Кузьо

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра теоретичної механіки

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ НА ЇЇ ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ

© Васильєва О.Є., Кузьо І.В., 2001

Розглянуто вплив основних конструкційних параметрів зубчастої передачі, а саме бокового зазору між зубцями передачі, моменту сил опору, передавального відношення, кількості зубців та модуля на коефіцієнт динамічного навантаження зубців під час експлуатації.

The influence of the main constructional parameters of a gear - namely side gap between fingers of transmission, drive moment, moment of resistance forces, reduction ratio, rigidity of the input shaft, rigidity fingers and rigidity of an output shaft on the dynamic load fingers coefficient in service surveyed is considered.

Для нормальних умов експлуатації зубчастої передачі, яка під час роботи нагрівається, необхідно, щоб між спряженими зубцями коліс обов'язково був односторонній боковий зазор Δ , який регламентується ГОСТом 1643 – 81. Наявність такого зазору забезпечує можливість роботи зубчастої передачі без заклинювання. Але при експлуатації під час зупинок, пусків та перемикань зубчастих передач виникає розрив кінематичних ланцюгів. Внаслідок цього в передачі виникають ударні динамічні навантаження. Крім того, ці навантаження збільшуються внаслідок неточності виготовлення зубців зубчастих коліс, особливо по основному кроку зубців.

Вплив динамічних перенавантажень при розрахунках зубчастих передач враховують коефіцієнтом K_d динамічного навантаження зубців. Теоретично було визначено значення максимального моменту M_{\max} під час виникнення удару при експлуатації зубчастої передачі при зупинках, пусках та перемиканнях режимів роботи устаткування [1], залежність для якого розглянемо при виконанні експериментальних досліджень:

$$M_{\max} = \sqrt{M_{c.o.} \cdot \left(\frac{\frac{4 \cdot \Delta}{m_t \cdot z_1} \cdot (M_d + \frac{M_{c.o.}}{U_{12}} \cdot \eta_{12})}{M_d \cdot (\frac{1}{c_{d1}} + \frac{1}{c_{12}}) + M_{c.o.} \cdot (\frac{1}{c_{12}} + \frac{U_{12}^2}{c_{20}} \cdot \eta_{12})} - M_{c.o.} \right) + M_{c.o.}}, \quad (1)$$

де m_t – торцевий модуль зубчастої передачі; z_1 – кількість зубців ведучого зубчастого колеса; U_{12} – передавальне відношення зубчастої передачі; η_{12} – коефіцієнт корисної дії передачі;

$c_{12} = \frac{R_1^2 \cdot 3 \cdot E \cdot I}{h^3}$; $R_1 = m_1 \cdot z_{1/2}$; E – модуль пружності; I – момент інерції перерізу зубця; h – висота зубця; $c_{d1} = \frac{\pi \cdot G \cdot d_{d1}^4}{32 \cdot \ell_{d1}}$; $c_{20} = \frac{\pi \cdot G \cdot d_{20}^4}{32 \cdot \ell_{20}}$; d_{d1}, d_{20} – діаметри пружних елементів системи; ℓ_{d1}, ℓ_{20} – довжини пружних елементів системи; G – модуль пружності, $M_{c.o}$ – момент сил опору.

При визначеному значенні M_{max} є можливість встановити коефіцієнт динамічного навантаження зубчастої передачі

$$k_d = \frac{M_{max}}{M_{c.o.}}$$

Була поставлена задача перевірити залежність для M_{max} і відповідно для k_d на адекватність дійсним значенням. Експериментальні дослідження виконувалися на випробувальному стенді із замкненим силовим потоком, який імітує увімкнення зубчастої передачі під навантаженням за допомогою кулачкового механізму [2]. Для експериментального визначення $M_{ма}$ на з'єднувальному валу правого та лівого редукторів були наклеєні тензометричні давачі під кутом 45^0 (чотири давачі – два з правостороннім направленням і два з лівостороннім). Давачі з'єднувалися у напівмостову схему, до якої під'єднували тензометричну станцію УТ-4 та осцилограф Н-700. Після цього виконували тарювання з навантаженням статичним моментом з'єднувального вала, на якому були наклеєні тензометричні давачі.

Виходячи з конструктивних можливостей, випробувальний стенд дав змогу дослідити вплив на значення максимального моменту і відповідно коефіцієнта динамічного навантаження тільки п'ять конструкційних параметрів, а саме боковий зазор Δ , момент сил опору $M_{c.o}$, кількість зубців ведучого колеса z_1 , передавальне відношення U_{12} та модуль m_n . Граничні значення цих параметрів при проведенні експериментальних досліджень подано у табл. 1.

Таблиця 1

Граничні значення конструкційних параметрів зубчастої передачі

Рівні значень	Боковий зазор Δ , м	Кількість зубців z_1	Момент сил опору $M_{c.o}$, Н · м	Передавальне відношення U_{12}	Модуль зубчастих коліс m_n , мм
Верхній (+)	0,00035	60	65	1,5	6
Основний (0)	0,0002	40	35,5	1,0	4
Нижній (-)	0,00005	20	6	0,5	2

При виконанні експериментальних досліджень за значення результату приймалося середнє значення з трьох отриманих результатів виконаної однієї групи дослідів.

Результати досліджень впливу Δ в межах 0,00005...0,00035 м на k_d показали (рис. 1), що при збільшенні Δ (значення всіх інших конструкційних параметрів дорівнювали основному рівню значень, табл. 1) коефіцієнт динамічного навантаження збільшується. Це пояснюється збільшенням сили удару за рахунок збільшення вільного ходу передачі та відповідно кутового прискорення. Результати експериментальних досліджень оброблялися методом найменших квадратів і підлягали апроксимації поліномом третього степеня в програмі MATLAB S.3, тобто у вигляді

$$k_d = 0,5992 + 10,7973\Delta - 25,6599\Delta^2 + 26,6667\Delta^3.$$

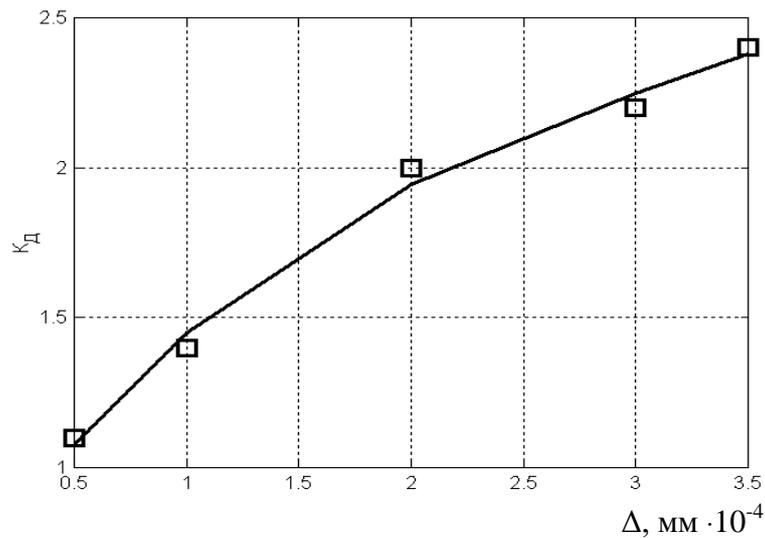


Рис. 1. Вплив величини бокового зазору на значення коефіцієнта динамічного навантаження зубчастої передачі.

Результати експериментальних досліджень порівнювалися з теоретичними, які визначалися для тих же умов за залежністю (1) для M_{\max} і відповідно для k_d . Ці порівняння показали, що теоретичні значення k_d відрізняються від дійсних значень в межах 8–14 %. Крім того, необхідно відзначити, що дійсні значення коефіцієнта динамічного навантаження були за результатами всіх дослідів меншими, ніж розраховані. Цей результат можна пояснити демпфуючою дією карданних з'єднань правого та лівого редукторів випробувального стенда.

Наступним етапом досліджень було встановлення впливу кількості зубців ведучого колеса на значення k_d . Результати цих досліджень показали, що при збільшенні кількості зубців z_1 до 60 значення коефіцієнта динамічного навантаження зменшується. Це пояснюється зростанням діаметра ведучого колеса та збільшенням його навантаження за рахунок зміни передавального відношення. Порівняння результатів експериментальних досліджень з теоретичними значеннями показали, що вони відрізняються в межах 15–27 %. Цей незбіг збільшується при зростанні кількості зубців.

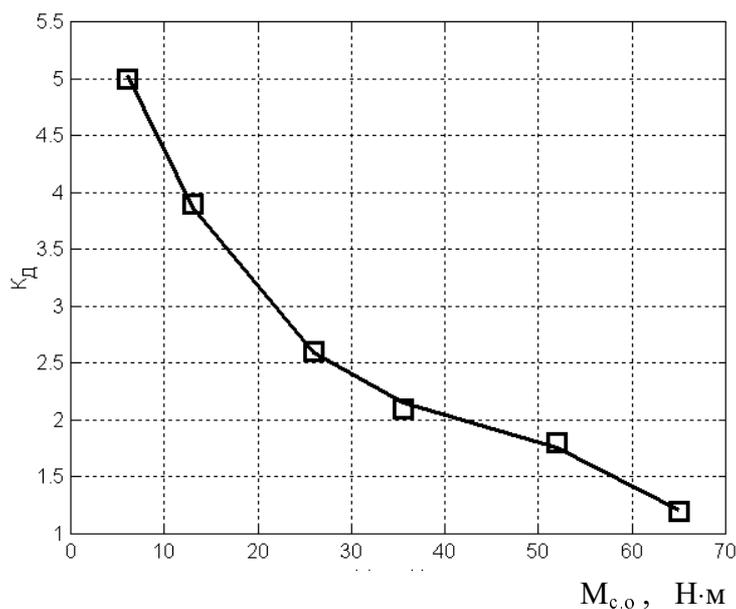


Рис. 2. Вплив моменту сил опору на значення коефіцієнта динамічного навантаження зубчастої передачі

Аналогічний вплив на значення коефіцієнта динамічного навантаження має момент сил опору (рис. 2). Це пояснюється тим, що при зростанні $M_{c.o}$ на веденому зубчастому колесі зростають навантаження, які приводять до більш демпфуючої дії між зубцями передачі за рахунок їх постійної жорсткості, що підтверджується теоретичними положеннями на підставі залежності (1). Згідно з цією залежністю при зростанні $M_{c.o}$ підкореневий вираз зменшується. Порівняння результатів експериментальних досліджень з теоретичними значеннями показали, що вони відрізняються в межах 15–38 %. Цей незбіг збільшується при зростанні моменту сил опору.

Наступним етапом проведення експериментальних досліджень було встановлення впливу передавального відношення U_{12} на значення коефіцієнта динамічного навантаження передачі. Результати цих досліджень показали, що при збільшенні значення U_{12} значення k_d зменшується. Наприклад, при збільшенні U_{12} з 0,5 до 1,5 значення k_d зменшилося у 1,6 раза. Це можна пояснити тим, що при збільшенні передавального відношення збільшується значення моменту сил опору при тих же значеннях жорсткостей конструктивних параметрів зубчастої передачі. Саме цей фактор і приводить до зменшення коефіцієнта динамічного навантаження зубчастої передачі. Порівняння результатів експериментальних досліджень з теоретичними значеннями показали, що вони відрізняються в межах 6–40 %. Цей незбіг збільшується при зростанні значення передавального відношення. При цьому дійсні значення k_d при виконанні всіх досліджень залишаються меншими за теоретичні, що пояснюється демпфуючою властивістю з'єднувальних карданних валів редукторів випробувального стенда.

Завершальним етапом експериментальних досліджень було встановлення впливу модуля m_n на значення k_d . Результати досліджень показали, що при збільшенні модуля значення k_d зменшується. Це пояснюється зростанням жорсткості зубців передачі. Порівняння результатів експериментальних досліджень з теоретичними значеннями показали, що вони відрізняються в межах 15–33 %. Цей незбіг збільшується при зменшенні значення модуля

Результати виконаних експериментальних досліджень дали можливість зробити такі висновки:

1. Перевірка на адекватність результатів теоретичних досліджень коефіцієнта динамічного навантаження зубців передачі дійсним значенням показала, що теоретичні значення k_d з великою імовірністю відповідають дійсним. Розбіжність знаходиться переважно в межах 6–15 % і тільки в окремих випадках доходить до 40 %, що вказує на можливість рекомендувати залежність (1) для інженерних розрахунків циліндричних зубчастих передач на міцність.

2. Встановлено, що найбільший вплив на значення k_d має момент сил опору. При його збільшенні з 5 Н·м у 13 разів k_d зменшується у 4,2 раза.

3. Значний вплив на значення k_d має боковий зазор між зубцями передачі. При його збільшенні від 0,05 мм до 0,35 мм, тобто у 7 разів, значення k_d збільшується у 2,2 раза.

4. Кількість зубців ведучого колеса і передавальне відношення при одному і тому модулю впливають обернено пропорційно на значення k_d за рахунок збільшення моменту сил опору на веденому валу.

1. Кузьо І.В., Васильєва О.Е. Вплив динамічних перевантажень зубчастих передач на їх міцність // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні. 2000 № 394. С. 75–80. 2. Кузьо І.В., Васильєва О.Е. Автоматизація динамічного навантаження зубчастих передач під час їх випробування на міцність // Міжвідомчий нау.-техн. збірник. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2000, № 35. С. 16–18.