

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ НЕРУХОМИХ З'ЄДНАНЬ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ НА ОСНОВІ ГЕНЕТИЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ПОСАДКИ

Підшипники кочення є ключовими елементами машинобудівних конструкцій, визначаючи точність, надійність і довговічність механізмів. Нерухомі з'єднання підшипникових кілець з валом або корпусом здійснюються за допомогою посадок з натягом, які мають забезпечувати надійну фіксацію з мінімальними контактними напруженнями та стабільністю точності обертання [1]. Недостатній натяг призводить до мікропровертання кільця, викликаючи фретинг-корозію і знос, а надмірний – до концентрації напружень і скорочення довговічності [2]. Стандарти ISO 286 і довідкові таблиці не враховують комплексну взаємодію факторів, таких як шорсткість, хвильова похибка та теплові деформації [1].

Розглядається нерухоме з'єднання зовнішнього підшипникового кільця з корпусом. Основні параметри: внутрішній діаметр d_i , зовнішній діаметр d_o , діаметр отвору корпусу D_h , номінальний натяг посадки $\Delta_{fit} = d_o - D_h$ (мкм).

Реальна посадкова поверхня відхиляється від ідеального циліндра за рахунок:

- шорсткості поверхні R_a (середнє арифметичне відхилення профілю, мкм);
- хвильової похибки E_{wav} (амплітуда багатохвильової складової, мкм).

Радіальний профіль можна описати у полярних координатах як:

$$r(\theta) = r_0 + E_{wav} \cos(n\theta) + \zeta(\theta),$$

де r_0 – номінальний радіус, n – кількість хвиль по колу (звичайно 3–5), $\zeta(\theta)$ – випадкова складова шорсткості.

Для товстостінного циліндра під дією контактного тиску p_c радіальні σ_r та тангенціальні σ_θ напруження визначаються класичними формулами Ламе:

$$\sigma_r(r) = (d_o^2 d_i^2 p_c) / (d_o^2 - d_i^2) (1/r^2 - 1/(d_o^2)),$$

$$\sigma_\theta(r) = (d_o^2 d_i^2 p_c) / (d_o^2 - d_i^2) (1/(d_o^2) + 1/r^2).$$

Максимальні напруження виникають на внутрішній поверхні $r = d_i$:

$$\sigma_{\theta, max} = (2d_o^2 p_c) / (d_o^2 - d_i^2).$$

Радіальна деформація визначається наступним чином:

$$u_r(r) = (1 + \nu) / E p_c (d_o^2 d_i^2) / (d_o^2 - d_i^2) (1/r + \nu r / (d_o^2)),$$

де E – модуль Юнга, ν – коефіцієнт Пуассона.

Максимальне контактне напруження визначається за формулою Герца:

$$\sigma_H = 0.418 ((PE^*) / \rho)^{(1/3)},$$

де P – нормальне навантаження на тіло кочення, $E^* = E / (1 - \nu^2)$ – приведений модуль пружності, ρ – приведений радіус кривизни.

Радіальне биття внутрішнього кільця Δ_{runout} враховує хвильову похибку, деформації і початковий радіальний зазор:

$$\Delta_{runout} = E_{wav} + \Delta u_r + k_g G_r,$$

де Δu_r – деформація, k_g – коефіцієнт впливу зазору.

Ймовірність мікропровертання P_{slip} оцінюється як:

$$P_{slip} = 1 - \exp(-(2M_{ext}) / (\mu d_o b p_c d_o / 2)),$$

де M_{ext} – зовнішній крутний момент, μ – коефіцієнт тертя у посадці, b – ширина кільця.

Базова розрахункова довговічність за стандартом ISO 281 [3]:

$$L_{10} = (C/P)^p \times 10^6 \text{ «обертів»},$$

де C – динамічна вантажопідйомність, P – еквівалентне навантаження, $p = 3$ для кулькових підшипників.

Модифікована довговічність:

$$L_{10, mod} = a_1 a_{ISO} L_{10},$$

де a_1, a_{ISO} – коефіцієнти надійності і умов експлуатації з урахуванням посадки.

Розширення деталей при підвищенні температури:

$$\Delta_{temp} = \alpha (T_{op} - T_{amb}) d_o,$$

де α – коефіцієнт теплового розширення, T_{op} – робоча температура, T_{amb} – температура навколишнього середовища.

Для комплексної оцінки якості з'єднання введено багато-критеріальний функціонал:

$$J = w_1 \hat{\sigma}_H + w_2 \hat{P}_{slip} + w_3 \hat{\Delta}_{runout} + w_4 \hat{L}_{10}^{-1},$$

де коефіцієнти позначають нормовані безрозмірні величини, w_i – вагові коефіцієнти (0,3; 0,3; 0,2; 0,2 відповідно).

Оптимізацію проведено генетичним алгоритмом з дійсним кодуванням параметрів $\Theta = (\Delta_{fit}, R_a, E_{wav})$ з початковою популяцією 50 індивідів, турами селекції, кросовером і мутацією [3,4].

Оптимальні параметри, які забезпечили мінімізацію функціоналу :

$$\Delta_{fit}^* = 58 \text{ мкм}, R_a^* = 0.35 \text{ мкм}, E_{wav}^* = 0.6 \text{ мкм}.$$

Порівняно з початковою конфігурацією, зниження контактних напружень на 22%, ймовірності мікропровертання на 56%, покращення точності обертання на 35% і збільшення довговічності на 28%.

Список використаних джерел:

1. Persson B.N. J. *Influence of Surface Roughness on Press Fits*. Tribology Letters. 2023; 71(1):19. doi: 10.1007/s11249-022-01688-y.
2. Izard E., García-Martín R., Rodríguez-Martín M., Lorenzo M. *Influence of the Friction Coefficient on the Stress Distributions and Contact Pressure in Press-Fits via Finite Element Analysis*. Lubricants. 2023; 11(11):472. doi:10.3390/lubricants11110472.
3. Baklouti A., Dammak K., El Hami A. *Optimum reliable design of rolling element bearings using multi-objective optimization based on C-NSGA-II*. Reliability Engineering & System Safety. 2022; 243:108229.
4. Qiu M., Zhang J., Wang H., Yang C., Tang Y., Zhang P. *Multiobjective optimization design of wheel hub bearings based on Kriging-NSGA-II*. Journal of Mechanical Science and Technology. 2024; 38:1341–1353. doi:10.1007/s12206-024-0129-6.