

©Кравцов М.К., Акімов О.В., Акімов В.Т., Любов О.В.

## **УТОЧНЕНИЙ РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ ПІДШИПНИКІВ ПРИ ІНДУКЦІЙНО-ТЕПЛОВОМУ СКЛАДАННІ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ**

### **1. Постановка проблеми**

Удосконалення процесу складання вузлів підшипників кочення є актуальним питанням, якому приділяється значна увага, як у вітчизняних, так і в зарубіжних дослідженнях. Посадка внутрішнього кільця підшипника на вал у більшості випадків здійснюється з натягом. При складальних операціях користуються ручними, гідравлічними та пневматичними пристроями. Істотним недоліком складання із вживанням осьового зусилля є можливий відносний перекис спряжених елементів з'єднання, який спричинює пошкодження поверхонь стичних тіл (задирки, риски, ум'ятини)

Для усунення пошкоджень поверхонь контакту, а також для підвищення міцності з'єднань, при складальних операціях із натягом намагаються застосовувати поперечно пресове складання із певним зазором, який виникає при охолодженні деталі, що охоплюється, або при нагріванні деталі, яка охоплює.

### **2. Аналіз досліджень**

Індукційне нагрівання підшипників перед складальною операцією є одним із прогресивних напрямків тому, що підвищує продуктивність праці, поліпшує культуру складального виробництва і забезпечує можливість комплексної механізації процесу складання. Ефективність використання електроіндукційного нагрівання у значній мірі залежить від будови нагрівача [1, 2].

Проблема розподілення енергії між зовнішнім та внутрішнім кільцями підшипника має як економічний, так і технічний аспекти:

- Недостатнє нагрівання внутрішнього кільця при надмірному перегрівання зовнішнього приводить до зайвих витрат енергії на нагрівання тому, що необхідно при посадці забезпечити необхідну температуру на внутрішньому кільці підшипника;
- значний переки температур (градієнт температур) внутрішнього і зовнішнього кілець спричинює порушення технічних характеристик підшипника.

Щоб уникнути заклинювання тіл кочення і появи температурних деформацій в елементах підшипників хотілося б забезпечити однакове нагрівання внутрішнього та зовнішнього кілець, однак внаслідок різниці геометричних параметрів кільця в нагрівачу нагріваються по різному. Конструкція нагрівача повинна бути такою, щоб забезпечувати, в першу чергу при посадці на вал, нагрівання внутрішнього кільця; зовнішнє кільце підшипника нагрівається до більш низької температури.

### **3. Постановка задачі**

Аналіз напруженого стану матеріалу кілець в місцях контакту стичних елементів підшипника при індукційному нагріванні; оцінка граничних значень виникаючих зусиль.

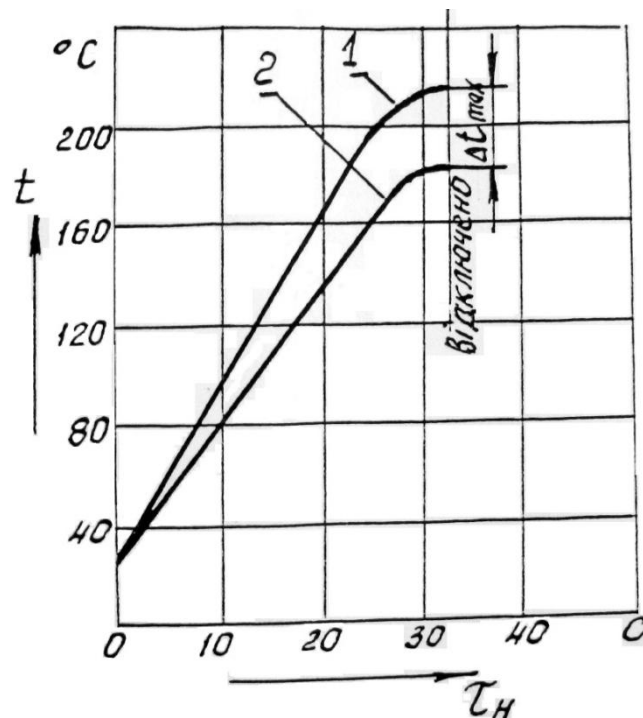
### **4. Виклад основного матеріалу**

Нагрівання підшипників кочення звичайно виконували до температури, яка не перевищувала 100 °С. Вважалось, що нагрівання до більш високої температури може спричинити змінення структури і фізично-механічних характеристик підшипникової сталі і отже до погіршення експлуатаційних властивостей підшипника (довговічність, зносостійкість, міцність).

Однак, виконані в УПА дослідження [1] показали, що на змінення структури і фізично-механічних характеристик впливає не лише температура,

але й швидкість нагрівання тому, що у разі нетривалого нагріву структурні перетворення в сталі не встигають відбутися. Скорочення тривалості нагрівання за рахунок його швидкості є резервом підвищення допустимої температури нагрівання підшипників перед складальною операцією. При індукційно-тепловому складанні швидкість нагрівання досягає  $200 \div 230$  °C/хв.

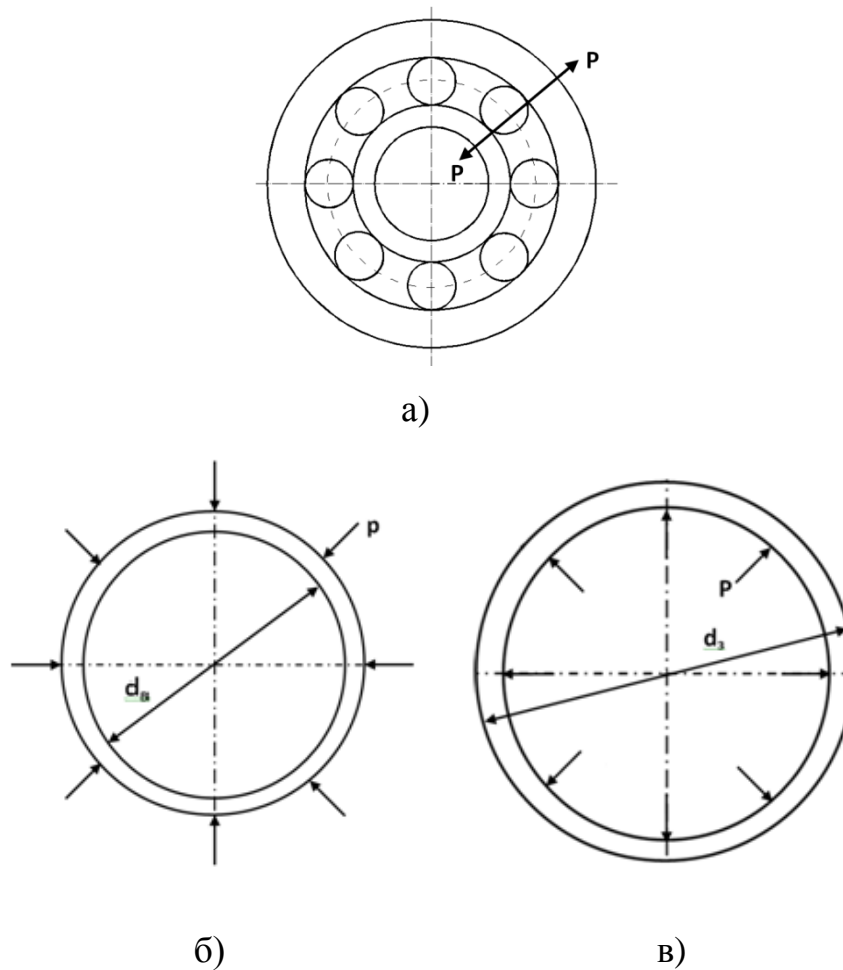
Лабораторні випробування індукційних нагрівачів, які були розроблені в МНДЛ СП УПА і впроваджені на протязі кількох років у виробництво дали можливість судити про закономірності зміння температури кілець підшипника при індукційному нагрівання. Встановлено, що інтенсивність нагрівання зовнішнього і внутрішнього кілець різниться – внутрішнє кільце нагрівається, як правило, сильніше (див. рис. 1)



**Рис. 1** – Зміння температури кілець підшипника в процесі індукційного нагрівання: 1 – внутрішнє кільце; 2 – зовнішнє кільце

Температура по поперечному перерізу кілець змінювалася незначно. Перепад температур  $\Delta t$  (градієнт температури) кілець в кінці нагрівання становив  $\Delta t_{max} = 20 \div 40$  °C.

Наявність градієнта температури кілець підшипника та їх термопружні деформації у безпріміжковому підшипнику є причиною виникнення зусиль  $P$  (див. рис. 2), які діють в місцях контакту тіл кочення із біговими доріжками кілець.

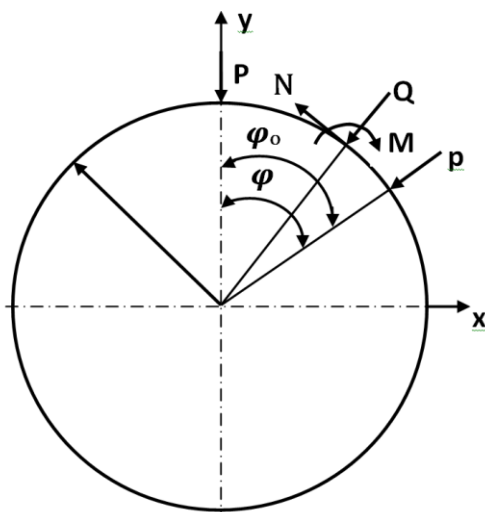


**Рис. 2** – Схема навантаження кілець підшипника: а – схема сил діючих на кільце; б – внутрішнє кільце; в – зовнішнє кільце.

Зусилля  $P$  є зосередженими силами рівномірно розподіленими по окружностям бігових доріжок. Сили  $P$  для внутрішнього кільця є стискаючими, для зовнішнього – розтягувальними. Під дією цих зусиль кільця підшипника знаходяться в складному опорі, а також виникають контактні деформації і контактні напруження на поверхнях бігових доріжок.

Таким чином, матеріал кілець підшипника знаходиться в складному напруженому стані (вісесиметрична задача, сили діють в площині кільця) під

дією внутрішніх зусиль (див. рис. 3): згинального моменту  $M$ , поперечної сили  $Q$  і повздовжньої сили  $N$ .



**Рис. 3** – Силкові фактори в перерізі кільця підшипника:  $\varphi_0 = \frac{2\pi}{n}$ ;

Згідно формулам теорії пружності [3]:

$n$  – кількість тіл кочення;

$$N = \frac{P \operatorname{ctg} \frac{\pi}{n}}{2}; \quad (1)$$

$$M_{\max} = -PR \left[ \frac{n}{2\pi} - \frac{\operatorname{ctg} \frac{\pi}{n}}{2} \right]; \quad (2)$$

$$Q = -\frac{P}{2 \sin \frac{\pi}{n}} \sin \left( \frac{\pi}{n} - \varphi \right); \quad (3)$$

У перерізах внутрішнього і зовнішнього підшипників виникають нормальні  $\sigma$  (від  $M$  і  $N$ ) і дотичні  $\tau$  (від  $Q$ ) напруження, котрі не повинні перевищувати гранично допустимих значень.

Умовою міцності у разі складного опору (згин і стиск або розтяг) є:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} + \frac{N}{A} \leq \mathbf{R}^-; \quad (4)$$

Підставляючи  $N$  і  $M_{max}$  (формули 1, 2) в рівняння (4) після перетворення отримаємо вираз для визначення величини допустимої сили  $[P]$  по нормальним напруженням:

$$P = \frac{W \cdot b \Delta}{\frac{1}{2} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{n} - \frac{3R}{\Delta} \left( \frac{n}{\pi} - \operatorname{ctg} \frac{n}{\pi} \right)}; \quad (5)$$

де  $n$  – кількість тіл кочення;

$$W = \frac{b \Delta^2}{6} \text{ – момент опору при згині;}$$

$A = b \Delta$  – площа перерізу кільця, де

$b$  – ширина кільця;

$\Delta$  – товщина кільця;

$R = R_y$  – радіус центрального шару кільця підшипника;

$[\sigma]$  – допустиме граничне значення нормального напруження.

Слід зауважити, що формула (5) підходить для кривих брусів малої кривизни, у яких  $\Delta/R_y < 0,2$ . В дійсності наявність канавок для тіл кочення зменшує площу перерізу кільця, ускладнює визначення  $R_y$  і  $\Delta$ .

Тому застосуємо таку методику. Визначимо для підшипника (рис. 4)  $\Delta/R_y$  внутрішнього і зовнішнього кілець.

Приведені діаметри кілець визначаються із достатньою точністю по формулам [5]:

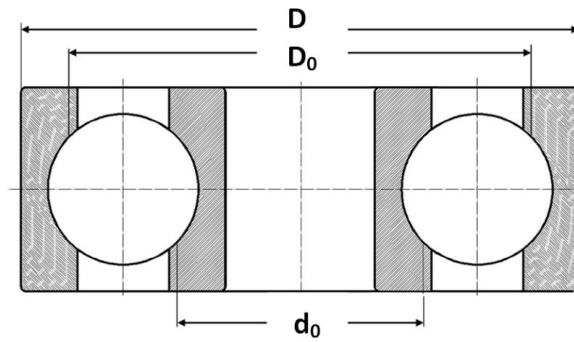
$$d_0 \approx d + \frac{D - d}{4}; \quad (6)$$

$$D_0 \approx D - \frac{D - d}{4};$$

Середні діаметри кілець (центрального шару)

$$d_y = \frac{d_0 + d}{2};$$

$$D_y = \frac{D_0 + D}{2}; \quad (7)$$



**Рис. 4** – Геометричні розміри підшипника:

$d, D$  – внутрішній і зовнішній діаметри;

$d_0$  – приведений зовнішній діаметр внутрішнього кільця;

$D_0$  – приведений внутрішній діаметр зовнішнього кільця;

Товщина кілець:

$$\Delta_B = \frac{d_0 - d}{2};$$

$$\Delta_3 = \frac{D_0 - D}{2}; \quad (8)$$

Відношення  $\Delta/R$ :

$$\frac{\Delta_B}{r_{\psi}} = \frac{2\Delta_B}{d_{\psi}}; \quad (9)$$

$$\frac{\Delta_3}{R_{\psi}} = \frac{2\Delta_3}{D_{\psi}};$$

Для підшипників ([2] табл.1, 2) значення  $\Delta/R_{\psi}$  які обчислені за формулами (6 – 9) приведені в табл. 1.

Із аналізу даних таблиці 1 виходить, що внутрішні кільця шарикопідшипників 316, 330 і роликпідшипників 2316, 2318, 2416, 92320, 62330 є кривими брусами великої кривизни тому, що у них  $\frac{\Delta_B}{r_B} > 0,2$ .

Обчислення максимальних напружень  $\sigma$  у їх перерізах слід визначати за більш точними формулами із урахуванням впливу кривизни центрального шару на розподіл напружень по товщині  $\Delta$  кільця.

**Таблиця 1** – Статичні параметри підшипників кочення

Номер підшипника	Серія	Статична вантажопідійомність $C_0$ , кН	Внутрішній діаметр $d$ , см	Зовнішній діаметр $D$ , см	Число тіл кочення, $n$	Значення $\Delta/R$		Граничне навантаження $[P]_k$ , кН
						Внутрішній діаметр	Зовнішній діаметр	
<b>Шарикопідшипники</b>								
216	Легка	45,40	8	14	10	0,171	0,113	19,80
316	Середня	81,60	8	17	8	0,247	0,142	44,60
416	Важка	127	8	20	7	0,158	0,081	79,50
308	Середня	22,70	4	9	8	0,135	0,075	12,40
330	Середня	258	15	32	8	0,25	0,138	140,93
<b>Роликопідшипники</b>								
2216	Легка	63,40	8	14	18	0,171	0,113	14,09
2316	Середня	121	8	17	14	0,258	0,148	34,57
2416	Важка	204	8	20	12	0,316	0,162	68
2318	Середня	160	9	19	14	0,244	0,141	48,7
92320	Середня	205	10	21,5	14	0,264	0,164	58,6
62330	Середня	473	15	32	14	0,254	0,146	135,14

Під дією сил  $P$  також в місцях контакту кілець із тілами кочення виникають контактні напруження  $\sigma_k$ . В шарикопідшипниках початковий контакт між шариками і кільцями відбувається в точці. У результаті деформації стичних тіл у місці контакту утворюється площина еліптичної форми. У роликопідшипниках початковий контакт між роликами і кільцями відбувається по лінії, після деформації – по вузькій смужці. Найбільші  $\sigma_k$  виникають у центрі площини контакту тіла кочення і внутрішнього кільця. При значних контактних  $\sigma_k$  напруженнях можливі великі пружно-пластичні деформації, які можуть спричинити появу ум'ятин на поверхнях бігових доріжок. Для виключення цього необхідно щоб величина  $\sigma_{kmax}$  не перевищувала гранично допустимих значень.

Допустиму із умов контактної міцності силу  $[P]_k$  яка діє на найбільш навантажене тіло кочення [1, 4] можна знайти по формулі:

$$[P]_k = \frac{KC_0}{n}; \quad (10)$$



де  $C_0$  – статична вантажопідйомність;

$n$  – кількість тіл кочення;

$K$  – коефіцієнт для безпроміжкового підшипника під навантаженням  
приймається:

$K_{ш} = 4,37$  – шарикопідшипники;

$K_p = 4,0$  – роликотпідшипник.

Оцінимо величину допустимої сили  $[P]$  по формулам (5) і (10).

Для сталей типу ШХ15 після загартування, із яких виготовляються деталі підшипників, межа текучості  $\sigma_m = 1700$  МПа і при запасі міцності  $m = 4$  приймемо величину допустимого напруження  $[\sigma] = 450$  МПа. Тоді, наприклад, для шарикопідшипника 316 по формулі (5)  $[P] \approx 190$  кН. При  $C_0 = 81,6$  кН допустима сила  $[P]_к$  з умов контактної міцності для підшипника 316 буде

дорівнювати (10)  $[P]_к = \frac{4,37 \cdot 81,6}{8} \approx 44,6$  кН. Тобто допустима сила  $[P]_к$  в

$\frac{[P]}{[P]_к} = \frac{190}{44,6} = 4,3$  рази менше допустимої сили  $[P]$  із умови міцності кільця

підшипника на згинання.

## Висновки

1. Основним критерієм, який обмежує величину допустимого навантаження елементів підшипника при індукційному нагріванні є контактна міцність.

2. При визначенні граничних деформацій елементів підшипника і граничного значення градієнта температура  $\Delta t$  необхідно використовувати допустиму силу  $[P]_к$  із умов контактної міцності (10).

## Список використаних джерел:

1. Кравцов М. К. Уточненный расчет деформаций подшипников качения при индукционно – тепловой сборке подшипниковых узлов / М. К Кравцов,

О. В. Акімов, В. Т. Акімов // Восточно–европейский журнал передовых технологий. – 2005. –№ 5/2(17). – С. 52–58.

2. Исследование высокопрочных соединений с натягом и оптимизация параметров обеспечивающих возможность создания унифицированного оборудования для сборки подшипниковых узлов : отчет (заключит.) о НИР / Укр. инж.-пед. акад. – № ГР 01965002130. – Харьков, 1988.

3. Прочность. Устойчивость. Колебания : справочник. Т. 2 / под общ. ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. – М. : Машиностроение, 1968. – 406 с.

4. Заблонский К. И. Деталі машин / К. И. Заблонский. – О. : АстроПринт, 1999. – 403 с.

5. Справочник машиностроителя. Т. 4 / под общ. ред. Н. С. Ачеркана. – М. :Машгиз, 1956. – 851 с.

***Кравцов М.К., Акимов О.В., Акимов В.Т., Любов А.В.*** «Уточненный расчет прочности подшипников качения при индукционно-тепловой сборке подшипниковых узлов».

Рассмотрена актуальная задача совершенствования процесса сборки узлов подшипников качения. Проведен уточненный расчет прочности подшипников качения при индукционно-тепловой сборке подшипниковых узлов.

***Ключевые слова:*** подшипники качения, расчет, прочность, индукционно-тепловая сборка.

***Кравцов М.К., Акімов О.В., Акімов В.Т., Любов О.В.*** «Уточнений розрахунок міцності підшипників кочення при індукційно-тепловому складанні підшипникових вузлів».

Розглянуто актуальну задачу удосконалення процесу складання вузлів підшипників кочення. Проведено уточнений розрахунок міцності підшипників кочення при індукційно-тепловому складанні підшипникових вузлів.

**Ключові слова:** підшипники кочення, розрахунок, міцність, індукційно-теплове складання.

**Kravtsov M.K., Akimov O.V., Akimov V.T., Lubov A.V.** “More precised calculation of centrifricion bearings strength in the condition of induction-head bearings units mounting”.

The actual problem of the perfection process of antifricion bearings units mounting is examined. More precised calculation of antifricion bearings strength in the condition of induction-head bearings units mounting is done.

**Key words:** ball bearings, calculation, strength, induction-heating assembly.

Стаття надійшла до редакції 27 жовтня 2010 р.