

УДК 621.9.06. – 233.1

Ю.Данильченко, канд.техн.наук; С.Петров

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ЖОРСТКІСТЬ ПО КУТУ ПОВОРОТУ РАДІАЛЬНО-УПОРНОГО КУЛЬКОВОГО ПІДШИПНИКА ОПОРИ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА

Подано результати математичного моделювання характеристик статичної жорсткості шпindelного радіально-упорного кулькового підшипника VX30.9.CE1.TL фірми SNFA (Франція) при різних варіантах осьового попереднього натягу Q_0 та радіального навантаження P_x з урахуванням похибок виготовлення доріжок кочення кілець. Проведено аналіз причин змінної жорсткості підшипника по куту повороту.

Показники динамічної якості деяких верстатів в основному визначаються параметрами шпindelних вузлів (ШВ). До таких верстатів належать, наприклад токарні (особливо при обробці в патроні), координатно-розточувальні (при роботі жорсткою борштангою), внутрішліфувальні, розточувальні тощо. Отже, замість розрахунку динамічних характеристик всього верстата можна обмежитися розрахунком характеристик тільки ШВ [1]. При розрахунку статичних та динамічних характеристик

ШВ на опорах кочення в основному розглядають як лінійні пружні системи. При цьому шпindelь верстата розглядається як ступінчаста балка на пружних опорах з в'язким демпфуванням, а власне розрахунок характеристик ШВ виконується із застосуванням методу початкових параметрів у матричному формулюванні (методу перехідних матриць) [2]. Наявність пружних опор враховується матрицями пружноосьових та пружноповоротних опор, побудованих згідно із загальноприйнятими рекомендаціями щодо опор шпинделя. Характеристики ШВ, як правило, розраховуються без урахування факту змінної жорсткості підшипника по куту повороту внутрішнього кільця, хоча результати експериментів свідчать, що у серійних верстатів радіальна жорсткість ШВ на опорах кочення при періодичному повороті шпинделя на певний кут змінюється до 25 – 30 %, що суттєво впливає на точність обробки [3].

Для отримання характеристик статичної жорсткості радіально-упорних кулькових підшипників в аналітичному вигляді найчастіше застосовується “енергетичний підхід” [4]. Суть його полягає в отриманні потенційної енергії деформованого стану підшипника шляхом сумування потенційних енергій, нагромаджених при деформуванні всіх тіл кочення (кульок) у контактних групах “тіло кочення – кільця підшипника”. При цьому величина контактної деформації в кожній контактній групі визначається взаємним положенням кілець підшипника. Рівняння рівноваги для фіксованого кута повороту внутрішнього кільця підшипника виглядають так:

$$P_x - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta x_F} = 0; \quad P_y - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta y_F} = 0; \quad P_z - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta z_F} = 0; \quad M_x - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha_F} = 0; \quad M_y - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta_F} = 0, \quad (1)$$

$$\text{де} \quad \Pi = \sum_{i=1}^z \Pi^i = \frac{2}{5} \cdot K_G \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{5/2}; \quad (2)$$

$$\omega_F^i = \sin \tau_0 \cdot (\delta + \Delta z_F + (H_{20} + \rho_{20}) \cdot (\alpha_F \cdot \sin \theta_0^i - \beta_F \cdot \cos \theta_0^i)) + \rightarrow; \quad (3)$$

$$\rightarrow \cos \tau_0 \cdot (\Delta y_F \cdot \sin \theta_0^i + \Delta x_F \cdot \cos \theta_0^i)$$

$\Delta x_F, \Delta y_F, \Delta z_F, \alpha_F, \beta_F$ – складові вектора δ_F узагальненої похибки положення внутрішнього кільця підшипника відносно початкового стану внаслідок дії зовнішнього навантаження; P_x, P_y, P_z, M_x, M_y – складові вектора \mathbf{P} узагальненого зусилля, прикладеного до внутрішнього кільця підшипника; K_G – коефіцієнт Г.Герца; z – число контактних груп (кульок) у підшипнику; ω_F^i – сумарна деформація в зоні контакту i -ї кульки з кільцями підшипника; δ – величина попереднього осьового натягу підшипника зусиллям Q_0 ($P_z = Q_0 + \Delta P_z$); H_{20} і ρ_{20} – радіуси доріжки кочення внутрішнього кільця ідеального підшипника по дну жолоба та поперечного перетину цього жолоба відповідно; τ_0 – номінальний кут контакту підшипника; θ_0^i – кутове положення i -ї кульки відносно зовнішнього кільця підшипника.

Аналіз рівнянь рівноваги (1) у розширеному вигляді (лінійна залежність 1 і 5 та 2 і 4 рівнянь системи (1) - [4], с 42) та прийнятих для їх дальшого розв'язування припущень (пропозиція враховувати кутові деформації як дефекти типу перекосу та покладання умови $\alpha_F = \beta_F = 0$ - [4], с 101-102), дозволяє припустити:

- 1) кутові зміщення внутрішнього кільця радіально-упорного кулькового підшипника мають суто геометричну природу і визначаються кутовим положенням відповідної опорної шийки вала;
- 2) радіально-упорний кульковий підшипник є механічною системою, що самовстановлюється, тобто системою вільною щодо малих кутових зміщень і відповідно не призначеною для сприйняття моментних навантажень.

Виходячи з прийнятих припущень матриця \mathbf{K} жорсткості підшипника має розмір 3×3 , а її елементи розраховуються за залежностями:

$$k_{xx} = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial x_F^2} = \frac{2}{5} \cdot K_G \cdot \cos^2 \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{1/2} \cdot \cos^2 \theta_0^i;$$

$$\begin{aligned}
 k_{yy} &= \frac{\partial^2 \Pi}{\partial y_F^2} = \frac{3}{2} \cdot K_\Gamma \cdot \cos^2 \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i-2} \cdot \sin^2 \theta_0^i; \\
 k_{zz} &= \frac{\partial^2 \Pi}{\partial z_F^2} = \frac{3}{2} \cdot K_\Gamma \cdot \sin^2 \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i-2}; \\
 k_{xy} &= \frac{\partial^2 \Pi}{\partial x_F \cdot \partial y_F} = k_{yx} = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial y_F \cdot \partial x_F} = \frac{3}{2} \cdot K_\Gamma \cdot \cos \tau_0 \cdot \sin \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i-2} \cdot \cos \theta_0^i \cdot \sin \theta_0^i; \\
 k_{xz} &= \frac{\partial^2 \Pi}{\partial x_F \cdot \partial z_F} = k_{zx} = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial z_F \cdot \partial x_F} = \frac{3}{2} \cdot K_\Gamma \cdot \cos \tau_0 \cdot \sin \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i-2} \cdot \cos \theta_0^i; \\
 k_{yz} &= \frac{\partial^2 \Pi}{\partial y_F \cdot \partial z_F} = k_{zy} = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial z_F \cdot \partial y_F} = \frac{3}{2} \cdot K_\Gamma \cdot \cos \tau_0 \cdot \sin \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i-2} \cdot \sin \theta_0^i, \quad (4)
 \end{aligned}$$

де k_{xx} , k_{yy} і k_{zz} – радіальні і осьова жорсткості підшипника; $k_{xy} = k_{yx}$, $k_{xz} = k_{zx}$, $k_{yz} = k_{zy}$ – перехресні жорсткості підшипника.

Для ідеального підшипника $\mathbf{K} = \text{diag} (k_{xx}, k_{yy}, k_{zz})$.

У результаті система рівнянь рівноваги (1) і вираз (3) виглядатимуть так:

$$\begin{cases}
 K_\Gamma \cdot \cos \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i-2} \cdot \cos \theta_0^i = P_x \\
 K_\Gamma \cdot \cos \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i-2} \cdot \sin \theta_0^i = P_y \\
 K_\Gamma \cdot \sin \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i-2} = P_z
 \end{cases}, \quad (5)$$

$$\omega_F^i = \sin \tau_0 \cdot (\delta + \Delta z_F) + \cos \tau_0 \cdot (\Delta y_F \cdot \sin \theta_0^i + \Delta x_F \cdot \cos \theta_0^i). \quad (6)$$

Але для розв'язку системи рівнянь (5) усе ж доцільніше використати трохи іншу форму запису контактної деформації ω_F^i . Це, насамперед, пов'язано з тим, що для неідеального підшипника внаслідок похибок його виготовлення та монтажу моменти входження кульок у силову взаємодію з кільцями різні, отже, і величини ω_F^i для кожної контактної групи необхідно розраховувати від моменту початкового контакту.

Для врахування неодноразності початкового контакту для різних контактних груп розглянемо зміщення $\mathbf{h}_s = (\Delta x_s, \Delta y_s, \Delta z_s)^T$ центру внутрішнього кільця підшипника відносно номінального положення як векторну суму зміщення $\mathbf{h}_\Pi = (\Delta x_\Pi, \Delta y_\Pi, \Delta z_\Pi)^T$, викликаного похибками виготовлення та монтажу (початкове додеформаційне зміщення), і зміщення $\mathbf{h}_F = (\Delta x_F, \Delta y_F, \delta + \Delta z_F)^T$, викликаного дією зовнішнього навантаження (з врахуванням зусилля попереднього натягу) [5].

Визначення складових Δx_s , Δy_s , Δz_s вектора $\delta_s = (\Delta x_s, \Delta y_s, \Delta z_s, \alpha, \beta)^T$ узагальненої похибки положення внутрішнього кільця підшипника базується на основних положеннях робіт [5] і [6]. У цих роботах впроваджено поняття “приведеного” підшипника, тобто підшипника з ідеальною геометрією кілець та тіл кочення, але із взаєморозміщенням кілець, що відповідає положенню кілець неідеального комбінованого навантаженого підшипника. Діаметри “приведених” кульок змінюються за гармонічним законом в послідовності зростання номерів контактних груп.

Відхилення від номінального значення діаметра кульки приведенного підшипника у i -й контактній групі $(2\Delta r_{33F}^i)$ є характеристикою похибки даної контактної групи. Ця характеристика складається з двох незалежних частин. Перша $(2\Delta r_{33F}^i)$ характеризує неідеальність виготовлення та монтажу підшипника в опорі шпиндельного вузла (початковий контакт кульки з кільцями), друга $(2\Delta r_{33F}^i = \omega_F^i)$ – загальну деформацію кульки від дії зовнішнього комбінованого навантаження у статиці. З урахуванням

відсутності кутових деформацій ($\alpha_F = \beta_F = 0$) і форми запису лінійної деформації вздовж вісі OZ ($\delta + \Delta z_F$) характеристика похибки i -ї контактної групи $2\Delta r_{33s}^i$ виглядатиме так:

$$2 \cdot \Delta r_{33s}^i = 2 \cdot \Delta r_{33П}^i + 2 \cdot \Delta r_{33F}^i = a_0 + B \cdot \sin \theta_0^i + D \cdot \cos \theta_0^i, \quad (9)$$

$$\text{де } \begin{cases} B = \alpha \cdot (H_{20} + \rho_{20}) \cdot \sin \tau_0 + (\Delta y_{П} + \Delta y_F) \cdot \cos \tau_0 \\ D = -\beta \cdot (H_{20} + \rho_{20}) \cdot \sin \tau_0 + (\Delta x_{П} + \Delta x_F) \cdot \cos \tau_0 \\ a_0 = (\Delta z_0 + \delta_0 + \Delta z_F^0) \cdot \sin \tau_0 \end{cases}$$

З урахуванням узагальненої похибки геометрії реального підшипника у i -й контактній групі Δ_{κ}^i [6], форма запису контактної деформації ω_F^i буде такою:

$$\begin{aligned} \omega_F^i &= \sin \tau_0 \cdot (\Delta z_s + (H_{20} + \rho_{20}) \cdot (\alpha \cdot \sin \theta_0^i - \beta \cdot \cos \theta_0^i)) + \rightarrow \\ &\rightarrow \cos \tau_0 \cdot (\Delta y_s \cdot \sin \theta_0^i + \Delta x_s \cdot \cos \theta_0^i) - \Delta_{\kappa}^i \end{aligned} \quad (10)$$

Умови ж контакту кульки з кільцями такі (рис.1):

$$\begin{aligned} \Delta_{\kappa}^i > 2\Delta r_{33s}^i &- \text{контакту кульки з кільцями немає і } \omega_F^i = 0; \\ \Delta_{\kappa}^i = 2\Delta r_{33s}^i &- \text{початковий контакт кульки з кільцями і } \omega_F^i = 0; \\ \Delta_{\kappa}^i < 2\Delta r_{33s}^i &- \text{кулька zdeformovana і } \omega_F^i = 2\Delta r_{33s}^i - \Delta_{\kappa}^i. \end{aligned} \quad (11)$$

Система рівнянь рівноваги (5) розв'язується методом Ньютона для систем рівнянь [7].

Характеристики жорсткості моделювались для радіально-упорного кулькового підшипника серії VX30.9.CE1.TL фірми SNFA (Франція), аналогом якого є підшипник 2-36106K. Ці підшипники широко використовуються при виготовленні шліфувальних головок типу ВШГ внутрішшліфувальних верстатів. Основні параметри: габаритні розміри $d \times D \times B = 30 \times 55 \times 13$ мм; кут контакту $\tau_0 = 15^\circ$; діаметр кульки $d_3 = 6,747$ мм; число кульок $Z = 13$; радіуси кривизни доріжок кочення $\rho_{10} = \rho_{20} = 3,455$ мм; рекомендовані величини зусиль Q_0 попереднього осьового натягу: легкий (L) 90 Н, середній (M) 270 Н, великий (F) 540 Н.

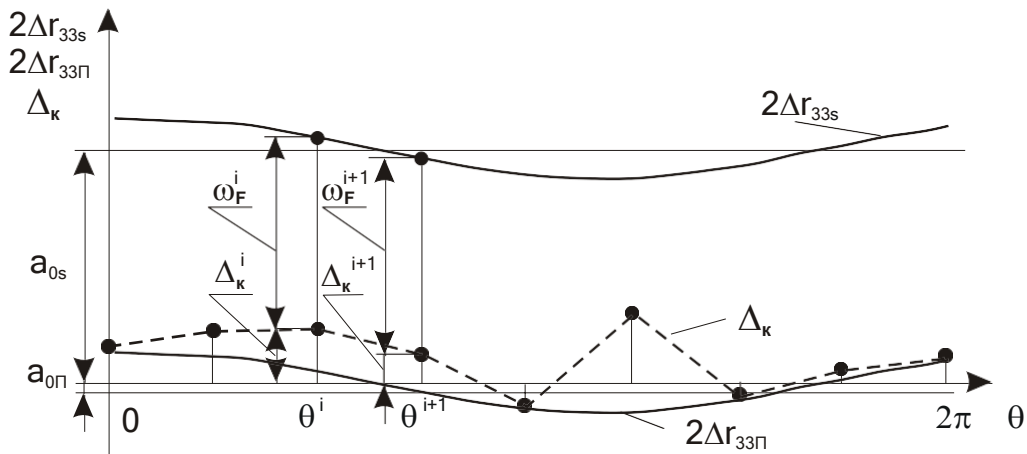


Рис. 4. Узагальнені похибки контактних груп підшипника та їх характеристики.

Похибки виготовлення підшипника враховувались шляхом використання отриманих на кругломірі "TALYROND 73" результатів гармонічного аналізу контрольованих профілів доріжок кочення кілець по дну жолобів (таблиця 1). Загальні значення відхилень від круглості доріжок кочення: 0,323 мкм (зовнішнє кільце), 0,340 мкм (внутрішнє кільце). Різномірність кульок 0,027 мкм.

Таблиця 1

Характеристики похибок виготовлення доріжок кочення кілець підшипника

Зовнішнє кільце: амплітуди (Amp, мкм) і фази (Ph, град.) гармонік (g)										
№ g	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Amp	0.028	0.085	0.039	-	0.015	0.014	0.027	0.006	-	-
Ph	138	45	52	-	18	10	22	34	-	-
№ g	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Amp	-	0.007	-	0.010	0.009	0.008	-	-	0.006	0.006
Ph	-	8	-	14	13	0	-	-	9	14
Внутрішнє кільце: амплітуди (Amp, мкм) і фази (Ph, град.) гармонік (g)										
№ g	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Amp	0.041	0.100	0.048	0.007	0.008	0.018	-	0.006	0.006	-
Ph	354	128	8	51	38	7	-	11	30	-
№ g	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Amp	-	-	0.026	-	-	-	0.011	-	-	-
Ph	-	-	19	-	-	-	14	-	-	-

Метою теоретичного дослідження характеристик статичної жорсткості підшипника було виявлення закономірностей зміни жорсткості по куту повороту при різних комбінаціях врахування величин осьового попереднього натягу Q_0 і радіального навантаження P_x для заданих параметрів точності виготовлення кілець підшипника (різномірність кульок не враховувалася).

Зміни характеристик статичної жорсткості по куту повороту розраховувалися на одному оберті внутрішнього кільця для фіксованих поворотів через кожні 5° .

Таблиця 2

Характеристики статичної жорсткості підшипника для ряду значень попереднього осьового натягу Q_0

Жорсткість, Н/мкм		Зусилля попереднього осьового натягу Q_0 , Н							
		5	10	30	60	90	270	540	
k_{xx}	ідеальний підшипник	50.13	63.16	91.09	114.77	131.38	189.48	238.72	
	реальний	середнє значення	47.88	61.68	90.22	114.11	130.82	189.11	238.45
		max	51.67	64.50	92.09	115.58	132.09	189.97	239.11
		min	43.63	58.69	88.29	112.62	129.53	188.25	237.77
		перепад max/min	Н/мкм	8.04	5.80	3.80	2.96	2.56	1.72
		%	18.4	9.9	4.3	2.6	2.0	0.9	0.6
k_{yy}	ідеальний підшипник	50.13	63.16	91.09	114.77	131.38	189.48	238.72	
	реальний	середнє значення	50.80	63.90	91.72	115.30	131.85	189.81	238.99
		max	53.85	66.37	93.47	116.70	133.08	190.66	239.65
		min	47.67	61.36	89.94	113.88	130.61	188.96	238.33
		перепад max/min	Н/мкм	6.18	5.01	3.53	2.82	2.47	1.70
		%	12.9	8.2	3.9	2.5	1.9	0.9	0.6
k_{zz}	ідеальний підшипник	7.20	9.07	13.08	16.48	18.87	27.21	34.28	
	реальний	середнє значення	7.08	9.02	13.06	16.47	18.86	27.21	34.28
		max	7.16	9.05	13.07	16.48	18.86	27.21	34.28
		min	6.98	8.97	13.05	16.46	18.86	27.21	34.28
		перепад max/min	Н/мкм	0.18	0.08	0.02	0.02	0.00	0.00
		%	2.6	0.9	0.2	0.1	0.0	0.0	0.0

Характеристики деформацій ω_F^i та похибок Δ_{κ}^i контактних груп підшипника для ряду значень попереднього осьового натягу Q_0

Деформації ω_F^i та похибки Δ_{κ}^i контактних груп, мкм		Зусилля попереднього осьового натягу Q_0 , Н						
		5	10	30	60	90	270	540
ω_F^i	середнє значення	0.27	0.43	0.89	1.41	1.85	3.85	6.11
	СКВ	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
	max	0.40	0.56	1.03	1.55	1.99	3.99	6.25
	min	0.06	0.23	0.70	1.22	1.66	3.66	5.93
	перепад max/min	мкм	0.34	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
	%	531	147	47.9	27.1	19.9	8.8	5.4
Δ_{κ}^i	середнє значення абсолютної похибки	0.30						
	СКВ	0.07						
	min	-0.11						
	max	0.38						
$\Delta_{\kappa \text{ сep}} / \omega_{F \text{ сep}}$		1.11	0.70	0.34	0.21	0.16	0.08	0.05

Аналіз результатів моделювання характеристик жорсткості (табл.2) та співвідношень деформацій і узагальнених похибок контактних груп (табл.3) при відсутності зовнішнього навантаження для ряду значень осьового попереднього натягу Q_0 дозволяють зробити такі висновки:

- 1) радіальні жорсткості підшипника у взаємно перпендикулярних напрямках різні за величиною, хоча різниця жорсткостей не перевищує 6% навіть для надзвичайно малої величини попереднього осьового натягу ($Q_0 = 5$ Н);
- 2) причиною значних змін жорсткості по куту повороту для підшипників не нижче 2 класу точності є тільки недостатня величина попереднього осьового натягу Q_0 . Для стандартних значень Q_0 (90, 270, 540 Н) ці зміни не перевищують 2 %.
- 3) зміна жорсткості по куту повороту підшипників збільшується із збільшенням співвідношень деформацій і узагальнених похибок контактних груп, що опосередковано свідчить про вплив точності виготовлення підшипника на величину зміни його жорсткості.

Додатково, для визначення впливу зовнішнього навантаження на значення характеристик статичної жорсткості підшипника виконано їх розрахунок при трьох варіантах осьового попереднього натягу (L, M, F: $Q_0 = 90, 270, 540$ Н) і вісьмох варіантах радіального навантаження $P_x (0, 1/3Q_0, 2/3Q_0, Q_0, 4/3Q_0, 5/3Q_0, 2Q_0, P_{xmax})$ (табл.4).

Значення P_{xmax} розраховувалися за залежністю [8]:

$$P_{xmax} = \frac{Q_0}{1.58 \cdot tg\tau_0} \quad (12)$$

За результатами цього етапу моделювання можна зробити такі висновки:

- 1) характер відносного спадання жорсткості для стандартних значень Q_0 (L, M, F) – однаковий при однакових співвідношеннях величин радіального навантаження P_x і попереднього осьового натягу Q_0 ;
- 2) радіальне навантаження P_x у визначеному напрямку (OX) приводить до змін жорсткості у всіх напрямках, причому найбільше змінюється жорсткість у напрямку дії сили P_x ;
- 3) характер зміни радіальної жорсткості (k_{xx}, k_{yy}) по куту повороту при радіальному навантаженні $P_x < 2Q_0$ однаковий для всіх стандартних значень Q_0 .

Характеристики статичної жорсткості підшипника для різних варіантів радіального навантаження P_x

P_x	k_{xx}				k_{yy}				k_{zz}		
	%	СКВ, Н/мкм			%	СКВ, Н/мкм			%	СКВ, Н/мкм	
		L	M	F		L	M	F		L	M, F
0	100	0.82	0.55	0.43	100	0.79	0.55	0.42	100	0.002	0.001
$1/3Q_0$	99.5	0.83	0.56	0.44	99.7	0.79	0.55	0.42	99.6	0.003	0.001
$2/3Q_0$	98.5	0.86	0.58	0.45	99.1	0.79	0.54	0.42	98.8	0.006	0.003
Q_0	96.9	0.93	0.62	0.48	98.2	0.77	0.53	0.41	97.6	0.01	0.007
$4/3Q_0$	94.3	1.05	0.70	0.54	96.8	0.74	0.51	0.40	95.6	0.02	0.01
$5/3Q_0$	90.0	1.29	0.86	0.66	94.7	0.69	0.48	0.37	92.4	0.04	0.03
$2Q_0$	79.9	2.08	1.32	1.01	89.8	0.53	0.38	0.30	84.9	0.11	0.07
$P_{x\max}$	72.5	1.98	2.05	2.21	86.3	0.68	0.70	0.75	79.4	0.19	0.20

Results of the mathematical modeling of force characteristics of spindle angular contact bearing VX30.9.CE1.TL supplied by SNFA (France) are given. Different variants of axial preload Q_0 and radial load P_x counting inaccuracies of rings rolling tracks manufacturing are considered. Analysis of the reasons of the fluent stiffness according to the rotation angle is done.

Література

1. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В.Э.Пуша. – М.: Машиностроение. - 1985. – 575 с.
2. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник. - М.: Машиностроение.- 1981. – 183 с.
3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.1: Проектирование станков / Под общ. ред. А.С.Проникова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана: Машиностроение. - 1994. – 444 с.
4. Журавлев В.Ф., Бальмонт В.Б. Механика шарикоподшипников гироскопов. – М.: Машиностроение. - 1985. – 272 с.
5. Данильченко Ю.М. Статика неідеального радіально-упорного кулькового підшипника опори шпиндельного вузла // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - 2000. - Том 5.- № 2. – С. 33-38.
6. Данильченко Ю.М. Початкове зміщення внутрішнього кільця радіально-упорного підшипника опори шпиндельного вузла // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - 2000. - Том 5.- № 1. – С. 35-45.
7. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Наука. - 1984. – 831 с.
8. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение. - 1983. – 543 с.

Одержано 19.03.01 р.