

**Кравцов В.І.,  
Кіндрачук М.В.,  
Діденко О.Л.,  
Бурбела Ю.Б.**

Національний авіаційний університет,  
м. Київ, Україна  
E-mail: akvarobotec@narod.ru

## ДЕФОРМУВАННЯ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРА В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЇЇ ЖОРСТКОСТІ

УДК 621.891

На прикладі роботи опорного радіального підшипника ковзання компресора турбіни газоперекачувального агрегату представлена методика дослідження пружного деформування опорної поверхні при одночасній дії сил, що виникають поетапно від пуску до зупинки. Для цього розглядається математична модель, що описує рівновагу та пружне деформування просторово скривленого елемента, його зовнішню та внутрішню геометрію. Розглядається опорна поверхня підшипника із різними жорсткостями, які залежать від складу антифрикційного сплаву, під дією декількох навантажень

**Ключові слова:** тертя, трибоспряження, опорна поверхня, пружність, навантаження, математична модель, числові методи, жорсткість, напружено-деформований стан.

### Вступ

Одним з основних елементів, що визначають працездатність навантаженого компресора є підшипник ковзання. Високі фактичні тиски і швидкості ковзання обумовлюють значні температури в областях взаємодії, приводять до істотних змін властивостей поверхневих шарів, викликають у них механічні та температурні напруження, сприяють протіканню хімічних реакцій, активізують взаємну дифузію. Як правило, вихід з ладу корінного підшипника ковзання є причиною зупинки компресора, турбіни, тобто високопродуктивного та дорогого устаткування [1].

Дослідження роботи підшипників турбокомпресорних валів газоперекачувальних агрегатів являє собою складну науково-технічну задачу, яка в повному обсязі дотепер не вирішена, і прогнозування параметрів зношування базується на емпіричних залежностях, отриманих за результатами численних експериментів [1]. Це обумовлює пошук нових методів розрахунків для підвищення їх надійності, довговічності та зносостійкості. Тому принципи комп'ютерного моделювання динаміки вузлів тертя, як правило, спираються на так звані безперервні моделі взаємодії, що враховують пружні властивості матеріалів у рамках теорії пружності.

Моделювання процесів тертя залишається дотепер актуальною науково-технічною задачею, незважаючи на те, що за останні 50 років сучасна наукова думка напрацювала практично вичерпний математичний апарат, який теоретично дозволяє розрахувати значення як сили (коефіцієнта) тертя, так і зношування. Але визначити всі ті фізико-механічні параметри, які входять у формули, і ще розрахувати змінування їх значень у часі залежно від змін навантажень, швидкості, температури надзвичайно важко. Істотний вплив на стан опорної поверхні мають зовнішні фактори, такі як склад середовища, температура, змочуваність, рівень контактних зусиль під час тертя, час взаємодії тощо [2]. Ще однією причиною необхідності застосування нових методів дослідження є значний вплив геометричних параметрів конкретного вузла на режими тертя в ньому. Найбільш ефективним є при модельному експерименті відтворення з урахуванням масштабного фактора умов роботи трибоспряження, які мають місце при експлуатації [3]. Тому для урахування всіх перерахованих факторів у даній статті пропонується методика, що може відслідковувати змінування одночасно декількох параметрів у роботі підшипників ковзання, а саме, зміну геометрії опорних поверхонь у часі (квазістатичне деформування), зміну жорсткості опорних поверхонь за рахунок зносу, зміну окремих фізико-геометричних параметрів для оптимізації роботи підшипника тощо.

### Методика дослідження

Викладемо основні принципи базової методики [4]. Розвиток цієї моделі в плані застосування сучасних обчислювальних алгоритмів дозволяє створити уніфіковану методику дослідження пружного деформування елементів трибоспряження. Внутрішня геометрія при деформуванні елемента внаслідок незмінюваності його довжини залишається незмінною. Вона задається координатою  $s$ , вимірюваною відстанню уздовж осьової лінії від початкової точки до поточної, і рухливою, жорстко пов'язаною з розглянутим поперечним перерізом системою координат  $(u, v, w)$  – головним тригранником. Вводиться також природний тригранник пружної лінії з одиничними ортами головної нормалі  $n$ , бінормалі  $b$  і доти-

чною  $\tau$ . Головний тригранник, що належить якій-небудь точці пружної лінії, буде орієнтуватися в просторі як завгодно (переміщатися поступально й обертатися) у процесі деформування зі зміною навантаження. Координата  $S$  індивідуалізує точки пружної лінії та внаслідок незмінності її довжини в процесі деформування для кожної її точки залишається незмінною. Координата  $S$  в цьому випадку є супутньою, разом із часом  $T$  вона становить змінні Лагранжа.

Зовнішня геометрія визначає положення кожної точки й усієї пружної лінії в нерухливій системі координат, що дозволяє індивідуалізувати точки простору, у яких можуть перебувати точки елемента в процесі деформування або руху. Геометричні координати є змінними Ейлера. Основне завдання зводиться до встановлення зв'язку між змінними Лагранжа й Ейлера:

$$x = x(s, t), y = y(s, t), z = z(s, t). \quad (1)$$

Якщо деформування елемента в часі відбувається повільно і сили інерції малі, то задавання пружної формозміни можна вважати статичним, а час  $T$  формально замінити параметром  $\lambda$ , який характеризує інтенсивність зовнішнього збурювання, що діє на елемент. Тоді залежності (1) приводяться до виду  $x = x(s, \lambda)$ ,  $y = y(s, \lambda)$ ,  $z = z(s, \lambda)$ . Геометричні параметри пружної лінії елемента є, по-перше, функціями координати  $s$  і, по-друге, залежать від величини статично змінюваного навантаження. Для встановлення цієї залежності слід розглядати пружну рівновагу елемента. Якщо позначити проекції векторів сил  $\mathbf{F}$  і моментів  $\mathbf{M}$  на осі  $u, v, w$  відповідно  $F_u, F_v, F_w, M_u, M_v, M_w$  (тут  $F_u, F_v$  – сили, що перерізають;  $F_w$  – поздовжня сила;  $M_u, M_v$  – згинальні моменти;  $M_w$  – крутний момент, то проекції локальних похідних векторів  $\mathbf{F}$  і  $\mathbf{M}$  на осі головного тригранника можна представити у вигляді:

$$\left( \frac{d\mathbf{F}}{ds} \right)_n = \frac{dF_u}{ds}, \dots, \left( \frac{d\mathbf{M}}{ds} \right)_n = \frac{dM_u}{ds} \dots \quad (2)$$

Рівняння рівноваги містять у загальному випадку дев'ять невідомих функцій:  $F_u, F_v, F_w, M_u, M_v, M_w, p, q, r$ . Враховуючи, що осі головного тригранника є головними осями згинання і крутіння, проекції  $M_u, M_v, M_w$  головного моменту  $\mathbf{M}$  внутрішніх сил представимо у вигляді:

$$M_u = A(p - p_0), M_v = B(q - q_0), M_w = C(r - r_0). \quad (3)$$

Тут  $p, q, r$  – функції кривизни і крутіння в деформованому стані;  $p_0, q_0, r_0$  – ці ж функції у вихідному недеформованому стані;  $A, B, C$  – жорсткості при згинанні та крутінні:  $A = EI_x, B = EI_y, C = GI_p$ , де  $E$  – модуль пружності,  $G_p$  – модуль пружності при крученні,  $I$  – моменти інерції.

Для замикання системи розв'язальних рівнянь необхідно ввести додаткові кінематичні змінні та задати спосіб їх визначення. У рівняння рівноваги входять параметри кривизни і крутіння пружної лінії  $p, q, r$ , для обчислення яких потрібно мати їх рівняння та знати положення триєдрів  $(u, v, w)$ ,  $(n, b, \tau)$  відносно до нерухливої системи координат  $Oxyz$ . Рівняння пружної рівноваги та кінематичні співвідношення зведені в систему звичайних диференціальних рівнянь 18 порядку, що описують нелінійне просторове деформування пружного елемента при дії довільного вектора статичних, квазістатичних або динамічних навантажень, що як завгодно розташовані та змінювані у просторі та часі [4]:

$$\mathbf{x}' = \mathbf{f}(\mathbf{x}, s, \lambda), \quad (4)$$

де

$$\mathbf{x}(s) = (F_u(s), F_v(s), F_w(s), p(s), q(s), r(s), \tau_x(s), \tau_y(s), \tau_z(s), n_x(s), n_y(s), n_z(s), b_x(s), b_y(s), b_z(s), x(s), y(s), z(s))^T -$$

вектор стану ( $m=18$ ),  $\mathbf{f}$  – вектор-функція правих частин системи рівнянь;  $\lambda$  – параметр інтенсивності збурювання (навантаження), штрихом позначена похідна по  $s$ .

Параметр  $\lambda$ , який може бути як дійсним, так і формальним, відображає кількісні характеристики задачі. При цьому пружні переміщення не зв'язуються ніякими геометричними обмеженнями і вважається, що лінії дії зовнішніх сил можуть зміщатися, повертатися і внаслідок цього функціонально або імовірно змінюватися.

Чисельна реалізація розв'язку здійснюється у вигляді крокового процесу за параметром. Для цього запропоновано методу, що не пов'язана з попереднім зниженням порядку розв'язальної системи рівнянь і заснована на спільному застосуванні методу продовження за параметром розв'язків нелінійних диференціальних рівнянь і методу Ньютона-Канторовича. Її відмінною рисою є те, що розв'язок послідо-

вності лінеаризованих крайових задач при кроковому збільшенні параметра навантаження будується без попередньої лінеаризації вихідних нелінійних диференціальних рівнянь. При розв'язку можливі різні комбінації додатку навантажень на елементи трибоспряження в динаміці розвитку процесу тертя.

У цей час в опорних підшипниках майже не застосовують кругове розточення, оскільки при цьому є великі витрати мастила, виникає низькочастотна вібрація ротора та помітний зсув вала у працюючому підшипнику відносно до непрацюючого. Інші форми розточення опорних підшипників дозволяють позбутися тих чи інших недоліків [1]. Враховуючи, що опорна поверхня підшипників турбокомпресорних валів може мати некруглу («лимонну») форму, додатковою складністю є опис її геометрії. Для цього використовуємо рівняння еліпса. Змінюючи параметри його осей, можна досягти необхідної «опуклості» підшипника відповідно до його заводських характеристик.

Позначимо малу вісь еліпса  $kb$ , велику –  $b$ . Рівняння еліпса в параметричній формі мають вигляд:

$$x = kb \cos t, \quad y = b \sin t. \quad (5)$$

Тоді, прийнявши за параметр  $t$  поточне значення  $s$ , а також увівши константу  $\mu$ , що характеризує міру зміни функцій, рівняння осьової лінії можна представити у вигляді:

$$x = kb \cos\left(\frac{s}{\mu}\right), \quad y = b \sin\left(\frac{s}{\mu}\right), \quad z = s \sin \alpha, \quad (6)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що характеризує еліптичність перерізу (у разі  $k = 1$  переріз – коло, при  $k \leq 0,5$  – витягнутий еліпс, і таким чином, змінюючи  $k$ , можна задавати еліпс необхідної форми).

При чисельному інтегруванні розв'язальних рівнянь [4] для елементів з такою складною геометрією виявилось необхідним здійснювати параметризацію кривої. Для цього введемо параметр  $m$ :

$$m = \sqrt{(x')^2 + (y')^2 + (z')^2}. \quad (7)$$

Тоді дільницю довжини кривої можна виразити як:

$$dl = m ds. \quad (8)$$

З урахуванням цього можна визначити кривизну  $q^*$  еліпса в недеформованому стані:

$$q^* = \frac{1}{m} \sqrt{\left[ \frac{d}{ds} \left( \frac{1}{m} \right) x' + \frac{1}{m} x'' \right]^2 + \left[ \frac{d}{ds} \left( \frac{1}{m} \right) y' + \frac{1}{m} y'' \right]^2 + \left[ \frac{d}{ds} \left( \frac{1}{m} \right) z' + \frac{1}{m} z'' \right]^2}. \quad (9)$$

Значення кривизни  $r^*$  в недеформованому стані:

$$r^* = \left( \frac{dx}{dl} \frac{d^2 y}{dl^2} \frac{d^3 z}{dl^3} + \frac{dy}{dl} \frac{d^2 z}{dl^2} \frac{d^3 x}{dl^3} + \frac{dz}{dl} \frac{d^2 x}{dl^2} \frac{d^3 y}{dl^3} - \frac{dz}{dl} \frac{d^2 y}{dl^2} \frac{d^3 x}{dl^3} + \frac{dx}{dl} \frac{d^2 z}{dl^2} \frac{d^3 y}{dl^3} + \frac{dy}{dl} \frac{d^2 x}{dl^2} \frac{d^3 z}{dl^3} \right) / (q^*)^2. \quad (10)$$

Рівності (5) - (10) повністю визначають геометрію опорної поверхні в недеформованому стані (рис. 1, а) і дозволяють сформулювати систему розв'язальних рівнянь з крайовими умовами при  $s = 0$ :

$$x = kb, \quad y = 0, \quad z = 0, \\ \tau_x = \frac{dx}{m ds} = \frac{1}{m} x', \quad \tau_z = \frac{dz}{ds} = \frac{1}{m} z', \quad \tau_y = \frac{1}{m} y'. \quad (11)$$

Аналогічно запишемо відповідні рівняння на кінці  $s = S$ :

$$x = kb \cos\left(\frac{s}{\mu}\right), y = b \sin\left(\frac{s}{\mu}\right), z = s \sin \alpha,$$

$$\left| \tau_x = \frac{dx}{m ds} \right|_{s=S}, \tau_z = \sin \alpha, \left| n_x + \frac{p}{\sqrt{p^2 + q^2}} \right|_{s=S} = 0. \quad (12)$$

Як вже відзначалося, у процесі тертя зусилля можуть бути прикладені довільно як у часі (квазістатично), так і у просторі. Покажемо як це здійснюється за методикою, що розглядається.

Якщо прикладено зовнішній момент  $\mathbf{M}$  з компонентами  $M_x, M_y, M_z$ , то рівняння відносно кривизн  $p, q, r$  запишуться в формі:

$$p = p_0 + 1/A \left[ \begin{aligned} & (M_x n_x + M_y n_y + M_z n_z) q / \sqrt{p^2 + q^2} + \\ & + (M_x b_x + M_y b_y + M_z b_z) p / \sqrt{p^2 + q^2} \end{aligned} \right],$$

$$q = q_0 + 1/B \left[ \begin{aligned} & (M_x n_x + M_y n_y + M_z n_z) p / \sqrt{p^2 + q^2} + \\ & + (M_x b_x + M_y b_y + M_z b_z) q / \sqrt{p^2 + q^2} \end{aligned} \right], \quad (13)$$

$$r = r_0 + 1/C (M_x \tau_x + M_y \tau_y + M_z \tau_z).$$

Розглянемо тепер умови розриву функцій  $Fu, Fv, Fw$  у випадку, коли зосереджене зовнішнє навантаження  $\mathbf{P}$  прикладено в точці  $s = s_p$ . Оскільки похідні від функцій  $Fu, Fv, Fw$  по  $s$  у цій точці не існують, можна використатися в інтервалі  $0 < s < s^P, s^P < s < S$  умовами з'єднання:

$$Fu(s_+^P) - Fv(s_-^P) = Pu, Fv(s_+^P) - Fv(s_-^P) = Pv, Fw(s_+^P) - Fw(s_-^P) = Pw. \quad (14)$$

Якщо діє сила, яка не змінює свого напрямку з компонентами  $P_x, P_y, P_z$ , рівняння (14) змінюється співвідношеннями:

$$Fu(s_+^P) - Fv(s_-^P) = (P_x n_x + P_y n_y + P_z n_z) q / \sqrt{p^2 + q^2} + (P_x b_x + P_y b_y + P_z b_z) p / \sqrt{p^2 + q^2},$$

$$Fv(s_+^P) - Fv(s_-^P) = - (P_x n_x + P_y n_y + P_z n_z) p / \sqrt{p^2 + q^2} + (P_x b_x + P_y b_y + P_z b_z) q / \sqrt{p^2 + q^2}, \quad (15)$$

$$Fw(s_+^P) - Fw(s_-^P) = P_x \tau_x + P_y \tau_y + P_z \tau_z.$$

Аналогічно формуються умови розриву функцій  $p, q, r$  в точці прикладання зовнішнього моменту  $\mathbf{M}^{\text{зоб}}$ :

$$p(s_+^M) - p(s_-^M) = M_u^{\text{зоб}} / A. \quad (16)$$

### Результати дослідження

Розрахунки підшипників ковзання, що працюють у режимі, близькому до граничного тертя, виконуються звичайно як перевірочним, оскільки розміри підшипника (довжина і діаметр) визначаються конструктивно відповідно до розмірів вала й оптимальним для даного типу опор відношенням. Вибір розрахункових критеріїв обумовлений наступним. Міцність вкладиша або його антифрикційного шару при статичному навантаженні залежить від величини питомого тиску. Логічно було б виходити з максимального його значення, але для цього необхідно врахувати фактичну зону контакту цапфи та підшипника, твердість деталей, погіршеності форми, закон розподілу навантаження по довжині та ширині поверхні контакту; взяти до уваги, що в дійсності навантаження є не статичним, а змінюваним під час експлуатації тощо. Внаслідок крайньої складності такої задачі в якості критерію міцності звичайно приймають середній питомий тиск  $p$ ; розрахункова величина  $p$  не повинна перевищувати значення  $|p|$ , що є допустимим і встановлюється дослідним шляхом [6].

З використанням описаної в даній статті методики виконано розрахунки опорного підшипника ковзання «лимонного» типу вала турбокомпресора, конструкція якого схематично зображена на рис. 1, а. Числовим розрахунком отримана геометрія осьової лінії опорної поверхні, що побудована за даними числового розрахунку за допомогою комп'ютерної графіки (рис. 1, б).

Для розрахунків прийняті відомі [1] фізико-геометричні параметри вкладки агрегату ГТ-10 (діаметр  $D = 150$  мм, ширина  $l = 15$  мм, модуль пружності  $E = 210$  ГПа), за якими у якості початкових параметрів для підстановки в систему розв'язальних рівнянь (4) визначаються і його жорсткості (3). У якості еквівалента параметра навантаження (інтенсивності зовнішнього збурювання  $\lambda$ ) приймалося питома навантаження  $|p|$  [6], яке визначалося як усереднене від дії навантажень тиску мастила, вібрації вала, температури та пружної деформації опорної поверхні, викликані дією навантажень і зношуванням. За мірою зношування змінюється обрис поздовжньої осі опорної поверхні, та у зв'язку із цим змінюється, відповідно, і величина та напрямок діючих навантажень, що також ураховується при чисельному розрахунку.

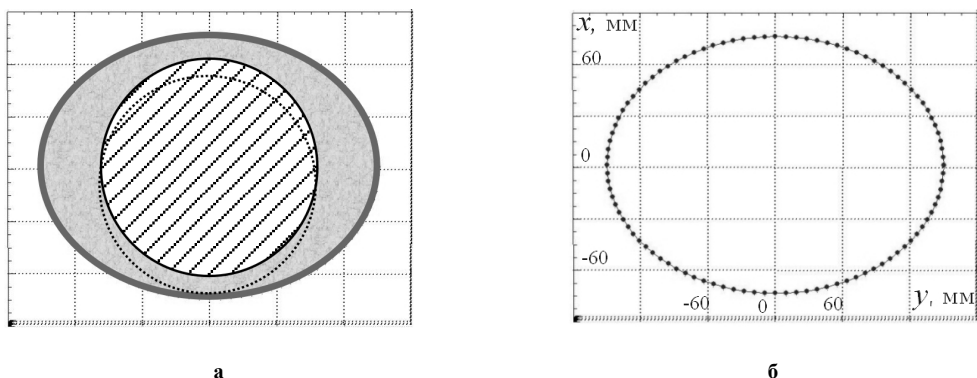


Рис. 1 – Схема підшипника турбокомпресора (а) та геометрія осьової лінії підшипника, що отримана за результатами числового розрахунку (б)

Величина питомого навантаження  $|p|$  приймалася на будь-якому кроці інтегрування (кожний крок інтегрування - це і крок навантаження) залежно від величини впливу кожного із зазначених факторів окремо, які є відомими з довідкових даних, отриманих експериментальними методами різними авторами. Наприклад, на рис. 2 показано задавання навантаження від тиску мастила в окремих точках вала залежно від швидкості обертання вала протягом усього інтервалу інтегрування від пуску до максимальної швидкості обертання вала.

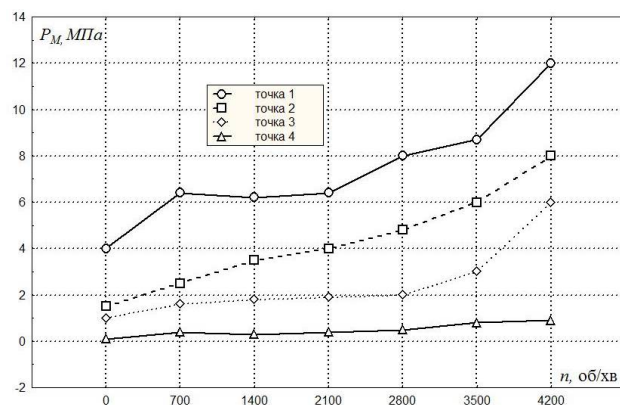


Рис. 2 – Розподіл навантаження від тиску мастила на одному кроці на всьому інтервалі інтегрування

Крок інтегрування був прийнятий дискретно пропорційним швидкості обертання вала. У такий спосіб здійснювався безперервний від пуску до зупинника контроль напружено-деформованого стану опорної поверхні. На рис. 3 показані значення поздовжніх і поперечних зусиль у безрозмірних величинах за довжиною опорної поверхні в розгорнутому вигляді на кожному кроці інтегрування від початку обертання вала до його максимальної швидкості.

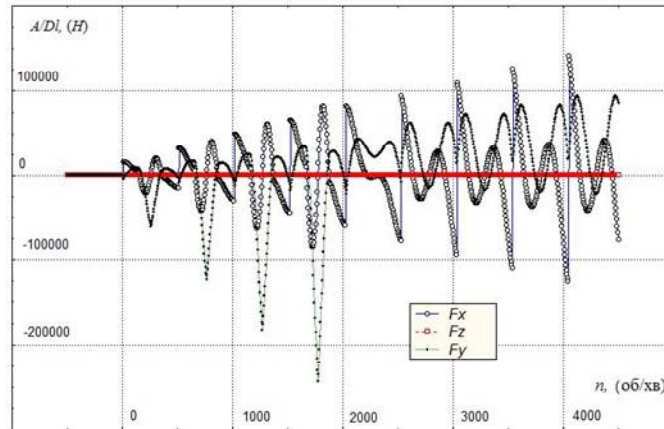


Рис. 3 – Зусилля в опорній поверхні залежно від швидкості обертання вала

Апроксимуючи візуально вершини «гребенів» на графіку, можна зробити висновок, що внутрішні зусилля не є пропорційними швидкості обертання вала, що й відповідає загальноприйнятій теорії роботи підшипника ковзання, коли деякі навантаження при збільшенні швидкості обертання не збільшуються, а змінюються функціонально (можуть і зменшуватися).

За такою методикою є можливим прослідкувати, як впливає на напружено-деформований стан опорної поверхні, наприклад, її жорсткість. Як відомо, з метою досягнення оптимальної роботи вузлів тертя постійно удосконалюється склад зносостійких антифрикційних сплавів [7]. Окрім багатьох факторів, що визначають доцільність використання того чи іншого сплаву, одним із суттєвих факторів є жорсткість опорної поверхні, яка, звичайно, змінюється в залежності від складу сплаву. Прослідкуємо, як впливає жорсткість на напружено-деформований стан опорної поверхні. Для цього у вхідні дані, при усіх рівних умовах, будемо задавати варіації різних жорсткостей навколо значення модуля пружності  $E = 210$  ГПа ( $E_1 = 210$  ГПа,  $E_2 = 190$  ГПа,  $E_3 = 230$  ГПа).

На рис. 4 показано значення поздовжніх і поперечних зусиль у безрозмірних величинах за довжиною опорної поверхні в розгорнутому вигляді на окремо взятому кроці інтегрування при швидкості обертання в околиці пуску турбогенератора. Числовий розв'язок такої задачі (рис. 4) показує, що, наприклад, внутрішні зусилля зі збільшенням модуля пружності теж збільшуються. Цей факт може бути використаний для подальшого дослідження процесу тертя поряд з іншими факторами, що діють на опорну поверхню, але тоді така залежність, як на рис. 4, може бути не очевидною, тобто, поряд з іншими факторами змінювання модуля пружності може бути не превалюючим для значень зусиль.

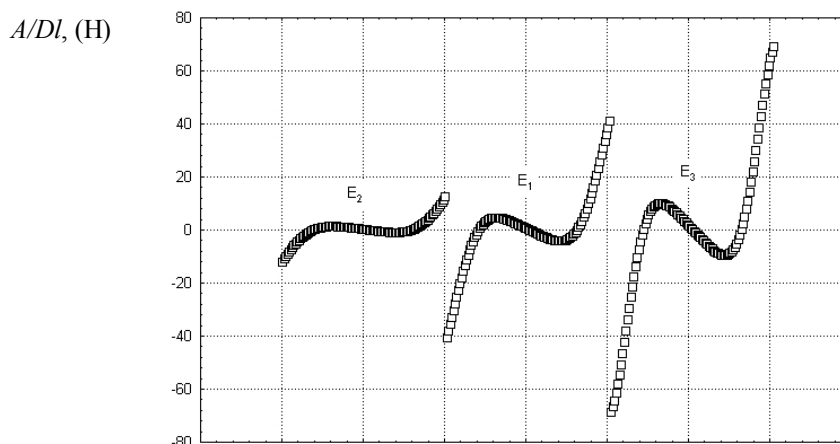


Рис. 4 – Розподіл поперечних зусиль за довжиною опорної поверхні у розгорнутому вигляді на окремо взятому кроці в залежності від значень модуля пружності

Тут також, як і на рис.3, спостерігається значна нелінійність процесу, більша нерівномірність зусиль за довжиною еліпса, що відповідає загальноприйнятим уявленням про напіввідринне тертя. Викорис-

товуючи значення цих зусиль на кожному кроці, за відомими з літератури залежностями, можна прогнозувати зносостійкість і ремонтпригодність підшипника.

### Висновки

Отримані результати дослідження підшипника ковзання компресора турбоагрегату показують великі можливості методики, що описана в даній статті. На прикладі розв'язання поставленої задачі можна зробити висновок, що модифікацією антифрикційного складу прошарків, враховуючи за рахунок цього зміни їх фізичних властивостей, можна знаходити оптимальний склад сплаву з цих міркувань та ставити і розв'язувати задачу оптимізації. Слід також зазначити, що можливо додавання або знімання в процесі роботи підшипника й інших навантажень, не зазначених у розглянутому прикладі. Причому відмінною рисою пропонованої методики є те, що для урахування якого-небудь механічного впливу на опорну поверхню достатньо знати або його функцію, або абсолютне значення в будь-якому часовому відрізку роботи підшипника.

### Література

1. Ревзин Б. С. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспортровки газа : [справ. пособ.] / Б. С. Ревзин, И. Д. Ларионов. – М. : Недра, 1991. – 303 с.
2. Горячева И. Г. изнашивание поверхностей : от моделирования микро-разрушения к анализу формоизменения / И. Г. Горячева, О. Г. Чекина // Известия РАН. МТТ. – 1999. – № 5. – С. 131–147.
3. Трибологія / [М. В. Кіндрачук, В. Ф. Лабунець, М. І. Пашечко, Є. В. Кор-бут]. – К. : НАУ-друк, 2009. – 392 с.
4. Кравцов В. І. Механіка гнучких морських конструкцій / В. І. Кравцов. – К. : Наукова думка, 1999. – 131 с.
5. Седых З. С. Эксплуатация газоперекачивающих агрегатов с газо-турбинным приводом: [справ. пособ.] / З. С. Седых. – М. : Недра, 1990. – 203 с. Расчет, подбор и испытание фрикционных пар / [А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, А. Г. Гинсбург и др.]. - М. : Наука, 1979. – 268 с.
6. Многоуровневое моделирование процессов трения и износа на основе численных методов дискретной механики и феноменологической теории / [А. И. Дмитриев, А. Ю. Смолин, В. Л. Попов, С. Г. Псахье] // Физическая мезомеханика. – 2008. – Т. 11. – № 4. – С. 15–24.
7. Кіндрачук М.В., Кульгавий Е.А., Данілов А.П., Хлевна Ю.Л., Діденко О.Л. Пат. у 2012 01620 Україна, МПК С22С 38/00. Зносостійкий антифрикційний сплав на основі заліза/ НАУ, № 73713, заяв. 14.02.2012, опубл. 10.10.2012.

Надійшла в редакцію 03.12.2015

The methodology of research of the bearing surface elastic deformation when the forces arising in discrete steps from start to stop act simultaneously is presented by way of example of a radial sliding bearing operation in the compressor of the gas-pumping unit turbine. To this end a mathematical model describing balance and deformation of spatially curved element, as well as its external and internal geometry is used. The methodology of numerical solution of the set task is based on the general application of the continuation by a parameter method and the method of Newton-Kantorovich.

The article describes the problems arising from operation of the block bearings in turbogenerator compressors and provides a literature review on this subject. It shows that the local tasks describing certain processes are used to be solved in the problems of friction. Nevertheless, the process of friction is accompanied with a large number of support factors that have not yet been considered simultaneously. The methodology description provides its very essence and shows the ways to specify the possible loads that may be added or removed in the process of bearing operation. The possibility of research of support surface with a non-circular (oval) geometry of the axial line is shown by way of example of turbocompressor support bearing. The results of the research are presented in the charts indicating the values of some characteristics of the mode of deformation of the bearing surface of the turbocompressor radial sliding bearing with specific physical and geometrical parameters in dimensionless units.

**Keywords:** keywords: support surface, elasticity, load, mathematical model, numerical methods, stiffness, stress-strain state.

### References

1. Revzin B. S., Larionov I. D. Gazoturbinnye ustanovki s nagnetateljami dlja transportrovki gaza : [sprav. posob.]. M. Nedra, 1991. 303 s.
2. Gorjacheva I. G., Chekina O. G. Iznashivanie poverhnostej : ot modelirovanija mikro-razrushenija k analizu formoizmenenija. Izvestija RAN. MTT. 1999. № 5. S. 131–147.
3. Tribologija. [M. V. Kindrachuk, V. F. Labunec', M. I. Pashechko, Є. V. Kor-but. K. NAU-druk, 2009. 392 s.
4. Kravcov V. I. Mehanika gnuchkih morskikh konstrukcij. K. : Naukova dumka, 1999. 131 s.
5. Sedyh Z. S. Jekspluatacija gazoperekachivajushhijh agregatov s gazo-turbinnym privodom: [sprav. posob.]. M. Nedra, 1990. 203 s. Raschet, podbor i ispytanie frikcionnyh par. [A. V. Chichinadze, Je. D. Braun, A. G. Ginsburg i dr.]. M. Nauka, 1979. 268 s.
6. Mnogourovnevoe modelirovanie processov trenija i iznosa na osnove chislennyh metodov diskretnoj mehaniki i fenomenologicheskij teorii. A. I. Dmitriev, A. Ju. Smolin, V. L. Popov, S. G. Psah'e. Fizicheskaja mezomehanika. 2008. T. 11. № 4. S. 15–24.
7. Kindrachuk M.V., Kul'gavij E.A., Danilov A.P., Hlevna Ju.L., Didenko O.L. Znosostijkij antifrikcijnij splav na osnovi zaliza Patent № 73713 vid 10.10.2012.