

УДК 629.7.083.03

В.М. ГРЕНЬ, А.А. ШУЛЬГІН, інженери (Державний наук.-дослід. ін-т авіації, м. Київ)

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПІДШИПНИКА АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА НА ЙОГО ДОВГОВІЧНІСТЬ

Наведено результати розрахунку напруженого стану роликів підшипника з дефектом та вплив його на довговічність.

Приведены результаты расчета напряженного состояния роликового подшипника с дефектом и влияние его на долговечность.

Зростання інтенсивності застосування літаків винищувальної авіації в умовах особливого періоду призвело до значного вичерпання ресурсних показників авіаційних двигунів (АД), які встановлено. В зв'язку з цим відновлювався працездатний стан літальних апаратів, які перебували на тривалому зберіганні.

В процесі тривалого зберігання (його) під впливом пошкоджуючих факторів змінюються газодинамічні, характеристики, міцності, віброакустики, що відображається на придатності АД надійно й стабільно виконувати задані функції згідно роботи [1], (тобто зберігати працездатний стан, як зазначено в роботі [2]). Ця проблема є актуальною, від розв'язання якої залежить боєготовність Повітряних Сил і військова безпека держави.

В разі тривалого зберігання деталі АД зазнають корозійних ушкоджень. У подальшому на деталь діють корозійно-механічні пошкодження згідно роботи [3], в разі яких вона піддається впливу одночасно корозійного середовища й циклічного навантаження. Результати дефектування АД в умовах ремонту свідчать, що найбільш схильні до корозійних пошкоджень підшипники (рис. 1) опор роторів АД і підшипники приводів агрегатів. У зв'язку з цим обґрунтування можливості та умов використання підшипників АД після тривалого зберігання має бути виваженим і диференційованим.

Умови і режими роботи підшипників у різних АД неоднакові. Крім того, міра відповідальності різних підшипникових вузлів навіть в одному АД значно відрізняються один від одного. Найбільш прискіпливе ставлення має бути до підшипників



Рис. 1. Роликовий підшипник (а) опори турбіни авіаційного двигуна РД-33 й корозійні пошкодження (б) на зовнішній обоймі

© В.М. ГРЕНЬ, А.А. ШУЛЬГІН, 2015

головних опор, оскільки вони працюють в найбільш напружених умовах і їх відмова призводить до аварійних наслідків літального апарату.

Різні причини і механізми виникнення деградації властивостей деталей турбореактивних двигунів досліджувалися Зейтой А. В. [4], Курцем Р. і Вруном К. [5]. Існує декілька точок зору з приводу виникнення цих дефектів [6, 7]. Після зберігання в експлуатації двигун піддається як змінним навантаженням, так і впливу навколишнього середовища, які викликають ерозійний знос, корозію, зміну геометрії (овалізацію, вигини, порушення співвіднощості й т. д.) його вузлів. Виділяють такі головні причини деградації властивостей деталей АД:

- забруднення, що викликається налипанням часток на елементи конструкції та обтічні поверхні;
- окислення металів киснем із газу в проточній частині, яке інтенсифікується під впливом високих температур робочого процесу;
- ерозійний знос – абразивне видалення часток металу з обтічних поверхонь у разі зіткнення з твердими частками (зазвичай більше 20 мкм);
- ушкодження сторонніми об'єктами, що потрапляють у проточну частину двигуна (дрібні камені зі ЗПС, птахи);
- стирання контактних поверхонь між роторними та статорними деталями, що призводить до збільшення зазорів, а відповідно й втрат газу (робочого тіла).

Розглянуто чинники, які по-різному впливають на основні експлуатаційні параметри двигуна, такі як тяга, паливна ефективність, ресурс.

Найбільш характерними видами пошкодження підшипників у разі тривалого зберігання є корозійні ушкодження.

Одним із перспективних шляхів дослідження й розуміння особливостей процесів впливу корозії у підшипниках кочення на їхню довговічність є застосування методу кінцевих елементів (МКЕ) на основі твердотілого (фізично й геометрично ідентичного) моделювання структури матеріалу підшипника на різних рівнях, з урахуванням взаємодії складових елементів і різноманітного поєднання дій зовнішніх чинників для визначення контактних напружень, площі контакту.

Контактні напруження, що виникають за умови експлуатації після зберігання в підшипниках кочення, в парі ролик-обойма, призводять в результаті до руйнування поверхонь контактної пари. Головним фактором, що визначає ресурс пари тертя,

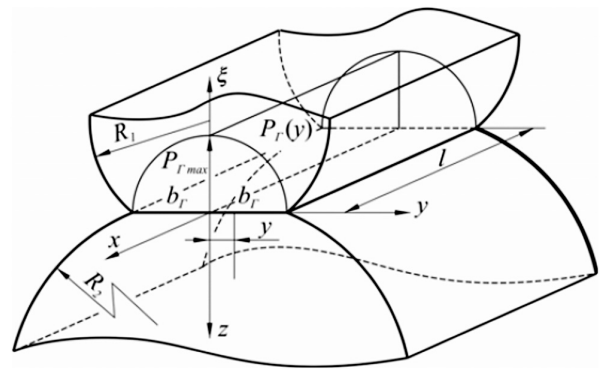


Рис. 2. Кінематика взаємодії ролика та обойми і її вплив на розподіл тиску між ними

є напружено-деформований стан (НДС) в зоні контакту, який стає ініціатором розвитку процесу руйнування. Моделювання НДС в зоні контакту за умови різних режимів кочення дає можливість оцінювати навантажуючу здатність даної контактної пари.

В разі контакту циліндрів під дією розподіленого навантаження з центральної лінії в області дотикання утворюється прямокутна площа контакту на відстані  $b$  (рис. 2), за якою розподіляється контактний тиск. У зв'язку з цим це є частковим рішенням задачі Герца.

З метою розрахунку характеристик локального НДС, контактного напруження, площі контакту й довговічності застосовано сучасну систему інженерного аналізу згідно роботи [6].

З метою перевірки правильності розв'язку цієї задачі результати, які отримано за допомогою відповідного препроцесора, як зазначено в роботі [6], порівнюються з результатами математичної моделі контактної задачі Герца за критеріями максимального тиску й ширини площі контакту, що знаходяться в центрі довжини циліндра. Математична модель контактної задачі відповідає частковому випадку взаємодії двох циліндрів.

Розрахунок здійснювався з використанням методу підконструкцій згідно робіт [7, 8], тобто на основі багаторівневого поетапного моделювання НДС з послідовним збільшенням міри дискретизації сітки кінцевих елементів (КЕ).

Методика аналізу характеристик локального НДС роликів підшипника включає:

- створення тривимірної моделі деталі;
- розробку розрахункової схеми;
- задавання фізико-механічних характеристик матеріалу, залежностей деформації;
- створення кінцево-елементної моделі підшипника (тип, розмірність сітки);

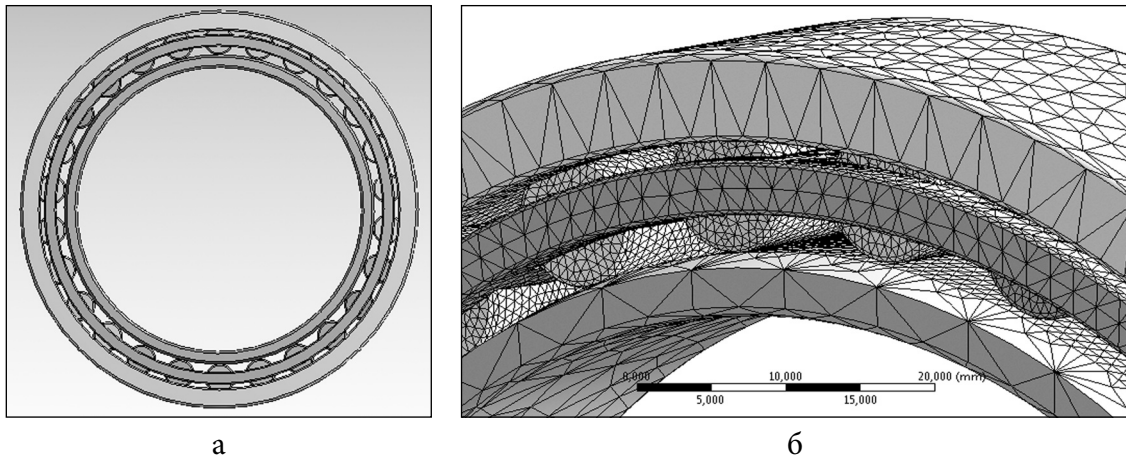


Рис. 3. 3D - модель підшипника (а), його фрагмент (б)

- накладення граничних умов, тип контакту (кріплення, симетрія);
- задавання навантаження ( $\sigma_p$ ), відцентрової сили ( $p_{вт}$ ) на максимальному режимі ( $p_{max}$ );
- аналіз характеристик локального НДС в зонах найбільш вірогідного втомного руйнування.

Побудовано 3D модель підшипника першого рівня з кінцево-елементною сіткою, яку представлено на рис. 3.

НДС підшипника без дефекту (раковини) розраховувався на підставі методики, яку викладено в роботі [6].

Кочення ролика за внутрішнім кілцем моделі підшипника розглядається з урахуванням поверхневого зміцнення з діючим навантаженням, яке прикладено. Створення в поверхневому шарі доріжки кочення стискувочої напруги сприятливо позначається на працездатності й довговічності підшипників.

Аналіз результатів, які отримано, НДС (рис. 4) показує, що в зонах вірогідного втомного руйну-

вання (критичних точках, що визначають циклічну довговічність) спостерігається концентрація напруги, деформацій.

Дуже серйозною й особливістю лінійного контакту, що в той же час маловивчено, є крайовий ефект, яким прийнято називати підвищення тиску кінців двох дотичних циліндрів.

На рис. 4 б показані контактні напруження, які досить точно розраховуються за теорією Герца уздовж більшої частини довжини ролика, проте поблизу торців спостерігається різке збільшення тиску, розподіл якого набуває вигляду «собачої кістки» згідно роботи [7].

Перевірено адекватність моделей, які побудовано, з математичною моделлю завдання Герца. Перевірка проводилася за критерієм контактного тиску, що створюється в контактній парі. На рис. 5 представлено графіки розподілу тиску за площею контакту в площині  $\xi O \eta$ .

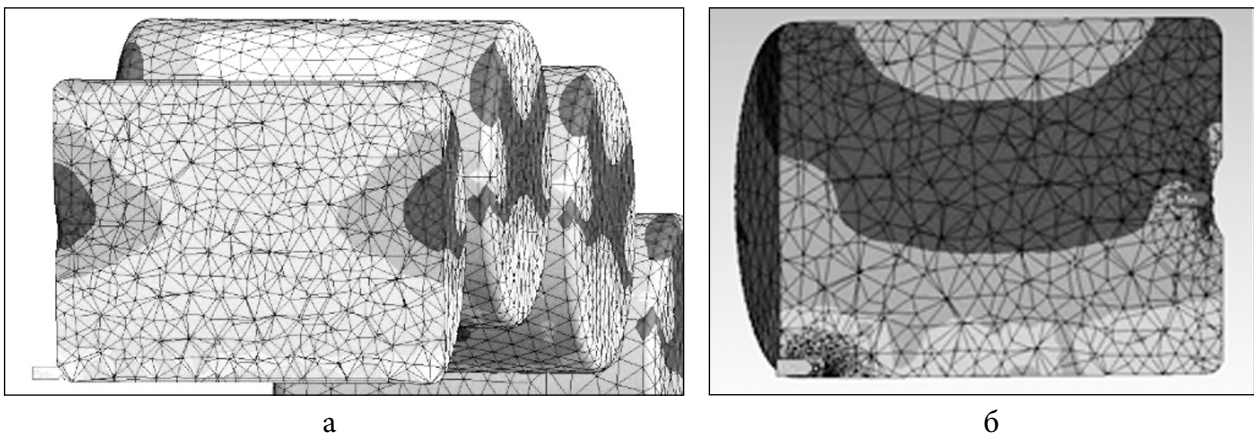


Рис. 4. Розподіл напружень: а – розподіл головних напружень; б – розподіл напружень по Мізесу

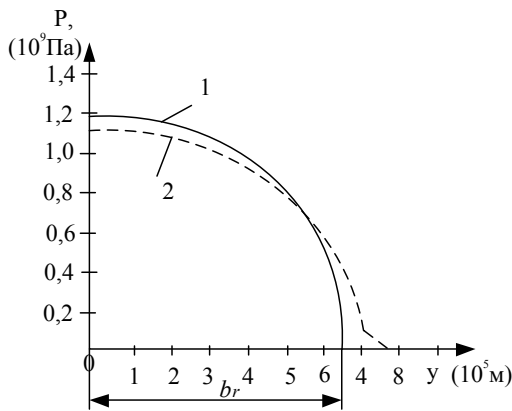


Рис. 5. Розподіл тиску в площині  $\xi O \eta$ : 1 – за Герцем ( $y$ ); 2 – для нашої постановки завдання  $\xi O \eta$  ( $y$ )

Кожна лінія графіка відповідає розподілу тиску за площею контакту для кожного зі завдань, які поставлено. Лінія 1 відповідає аналітичному рішенню задачі Герца, в якій тиск розподіляється згідно [6] за законом, де його максимальне значення визначено формулою (1). Лінія 2, відповідає розподілу тиску для нашої першої постановки

$$P_{G_{max}} \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{\kappa_{\Sigma}}{\eta} q}, \quad (1)$$

де  $P_{G_{max}}$  – максимальний тиск в центрі площі контакту.

З метою отримання більш точного розв'язку можливо створити модель на ще більшу кількість кінцевих елементів, але як видно з графіка (рис. 5) розбіжності невеликі, й кінцевий результат можливо вважати задовільним.

Картина розподілу напруження на рис. 4 а і б підтверджує правильність розв'язку задачі Герца-Беляєва в разі розподілу напруження уздовж смуги контакту згідно робіт [6, 7], проте спостерігається

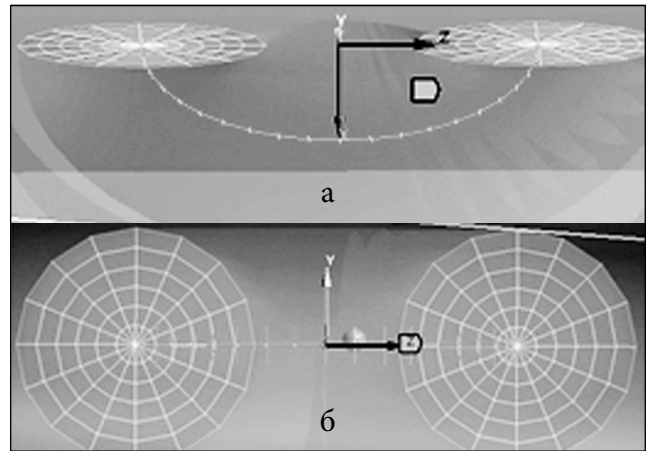


Рис. 6. Геометричні характеристики моделі дефекту підшипника

цікавий ефект краю циліндра: напруга має практично однакові значення за всією глибиною. Крива еквівалентної напруги має крутіший вигин на краю ніж у центрі.

Подальшим етапом дослідження є визначення й розрахунок параметрів механіки руйнування підшипника кочення за наявності в напруженій області дефекту з подальшим розрахунком довговічності. В якості дефекту застосовано напівліптичну риску заданих геометричних розмірів і впроваджено в зону максимальних градієнтів напруги. Зону максимальної напруги визначено за результатами чисельного моделювання (рис. 4 а і б).

В механіці руйнування використовуються три основні параметри згідно роботи [8]:

$K_I$  – коефіцієнт інтенсивності напружень;  $G$  – швидкість вивільнення енергії при розвитку тріщини;  $J$  – інтеграл.

З метою побудови дефектної області використано інструмент crack object (впровадження риски в модель на сітковому рівні).

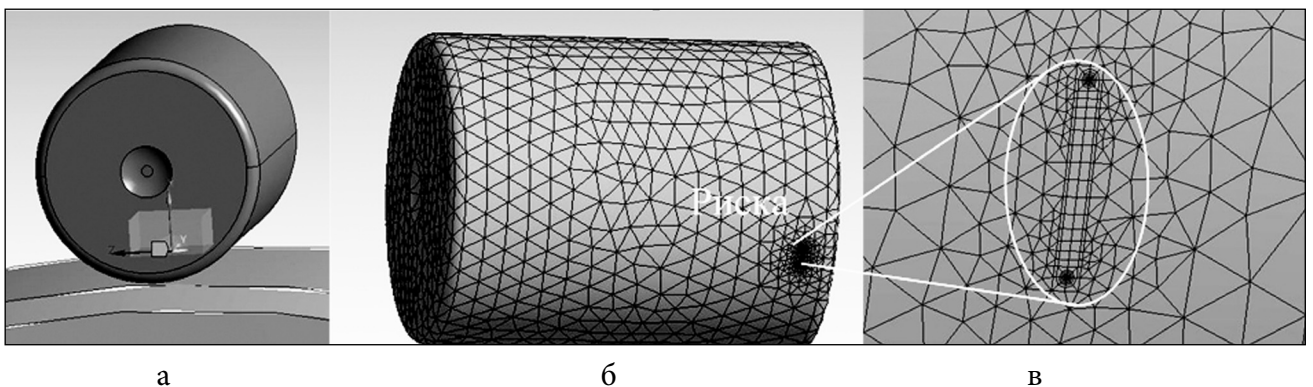
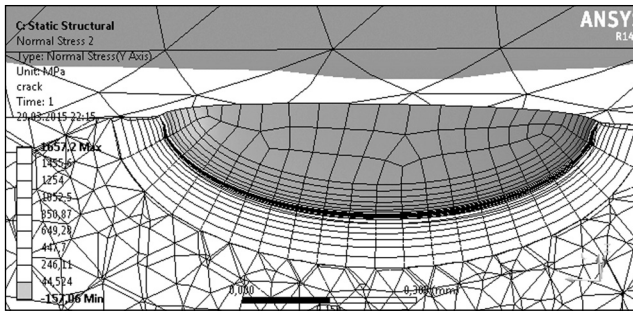
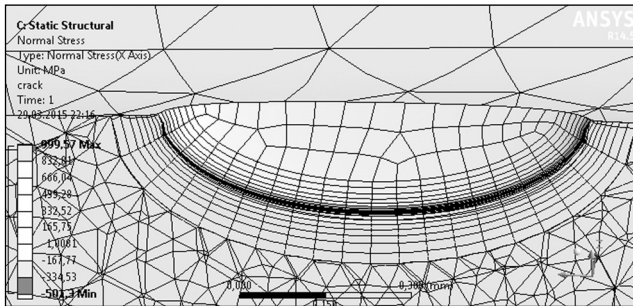


Рис. 7. Модель риски в зоні максимальної напруги (пояснення в тексті)



а



б

Рис. 8. Напруження контуру тріщини: а – за віссю у; б – за віссю х

З метою точного розміщення тріщини на об'єкті створено систему координат із початком у вузлі з максимальною напругою. Фронт тріщини (рис. 6 а) моделювався напівеліпсами з радіусами  $a$  і  $v$  ( $a$  – довжина тріщини на поверхні диска за віссю  $z = 0,5$  мм,  $v$  – глибина тріщини за віссю  $y = 0,3$  мм). Проведено кількісне розбиття в окружному напрямі; завдання контурів інтеграції (рис. 6 б); розбиття уздовж фронту тріщини; кількість контурів інтеграції; зона впливу тріщини.

З метою розрахунку підшипника з дефектом створено модель другого рівня, в зоні підвищеної напруги створено тріщину заданого розміру (рис. 7).

Розташування тріщини, її розміри та напрям моделювалися зі застосуванням даних, які отримано на підставі досвіду експлуатації, ремонту і попе-

редніх розрахунків. Площина розташування тріщини перпендикулярна напрямку дії головної напруги (рис. 8а) в області зародження тріщини. На рис. 8б, в зображено збільшення моделі тріщини.

З метою створення сітки з КЕ використовувалися рекомендації роботи [9]. Геометрична модель підшипника ділилася на тетрагональні чотири-вузлові КЕ. Тріщина моделювалася як відсутність зв'язків між вузлами та елементами за обидві сторони від площини тріщини (кількість вузлів 1316605 од., кількість елементів 794622 од.).

Результати розрахованих параметрів НДС за різними координатами осей у системі координат тріщини показано на (рис. 8 а і б).

На підставі результатів розрахунків проаналізовано вплив рівня навантаження на зміну максимальної головної напруги, деформацій і питомої енергії деформації еквівалентного від нульового циклу. Визначено, що в перерізі за віссю тріщини величини максимальної головної напруги й питомої енергії деформації більше відповідних величин в перерізі за віссю крайнього ряду. Результати розрахунків засвідчили, що тріщина робить вплив на зміну локального НДС тільки в зоні крайнього ряду, в перерізі за віссю тріщини не спостерігається істотної зміни характеристик локального НДС.

Розраховано параметри механіки руйнування за допомогою приведеного математичного апарату коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН)  $K_I$  по шести контурах інтеграції моделі руйнування *Mode I* (рис. 9) та  $J$ -інтеграла (рис. 10).

На (рис. 11 а і б) приведено результати розрахунку довговічності й пошкоджуваності з постійною амплітудою напруження підшипника без дефекту. На (рис. 11 в і г) приведено результати розрахунку підшипника тріщиною в модулі nCode Design Life.

Розраховано параметри кількості циклів до руйнування в разі складного багатокомпонентно-

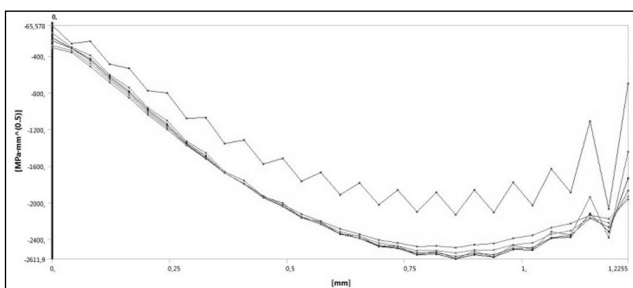


Рис. 9. Коефіцієнт інтенсивності напружень  $K_I$  по шести контурах інтеграції

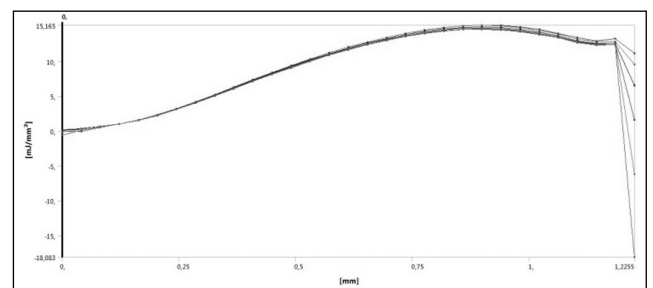


Рис. 10.  $J$ -інтеграл по шести контурах інтеграції

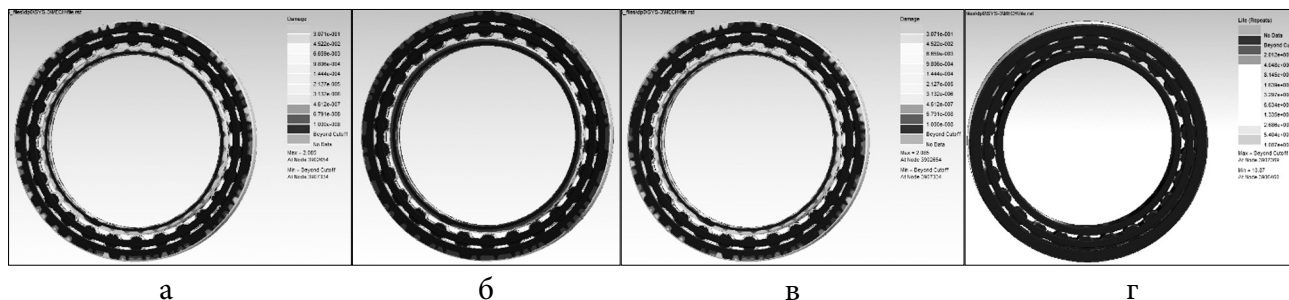


Рис. 11. Пошкоджуваність та довговічність підшипника без дефекту (а і б), з дефектом (в і г)

го навантаження, які показують, що довговічність підшипника без дефекту складає 2956 години. З моделюванням ризику розміру, що задано, ресурс складає 1823 години.

Таким чином, запропонована методика розрахунку НДС і КІН в підшипнику АД із дефектом, дозволяє врахувати структуру матеріалу, вплив фізико-механічних характеристик елементів структури на процеси руйнування під навантаженням.

На підставі досліджень, які проведено, можна зробити висновки:

- запропоновано алгоритм розрахунку, що дозволяє розв'язувати та аналізувати завдання контакту ролик-обойма підшипникового вузла АД з різною геометрією та властивостями країв тіл за допомогою сучасного програмного пакету;

- моделювання НДС підшипника АД із дефектом дозволяє визначити вплив імовірних корозійних ушкоджень на його довговічність і рекомендувати обґрунтоване рішення щодо можливості та умов використання підшипників після тривалого зберігання й довипрацювання частини ресурсу.

Доцільність використання даного підходу при використанні підшипників визначається не лише економічними міркуваннями, але і тим що є значна частина підшипників АД, які випрацювали міжремонтний ресурс. Останнє пояснюється тим, що внаслідок роботи підшипників у разі недовантаження відбувається їх зміцнення [10, 11], підшипники приробляються, що і було засвідчено в цих роботах.

Подальшим продовженням роботи може бути визначення запасу працездатності підшипників у разі повторного встановлення на авіаційних двигу-

нах в процесі ремонту з метою випрацювання міжремонтного ресурсу.

### Список літератури

1. *ЦИАМ 2001-2005*. Основные результаты научно-технической деятельности. – Т. II / Кол. авторов // Под общ. ред. В.А. Скибина, В.И. Солонина, М.Я. Иванова. – М.: ЦИАМ, 2005. – 496 с.
2. *Сиротин Н.Н.* Конструкция и эксплуатация, повреждаемость и работоспособность газотурбинных двигателей. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок / Н.Н. Сиротин. – М.: РИА «ИМ-Информ», 2002. – 442 с.
3. *Ткачев В.Н.* Методы повышения долговечности деталей машин. – М. 1971. – ....с.
4. *Zaita, A.V.* Performance deterioration modeling in aircraft gas turbine engines / A.V. Zaita, G. Buley, G. Karlsons // Transaction of ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power, 1998. – Vol. 120. – No. 2. – P. 344-349.
5. *Kurtz, R.* Degradation in Gas Turbine Systems / R. Kurtz, K. Brun // ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power, 2001. – Vol. 123. – P.70-77.
6. *Колесников Ю.В., Морозов Е.М.* Механика контактного разрушения. – М.: Наука, 1988. – 224 с.
7. *Сталь на рубеже столетий* / Кол. авторов. // Под науч. ред. Ю.С. Карабасова. «МИСИС», 2001. – 664 с.
8. *Доронин С.В., Лепихин В.В., Москвичев А.М., Шокин Ю.И.* Моделирование прочности и разрушения несущих конструкций технических систем. – Новосибирск: Наука, 2005. – 250 с.
9. *Многоуровневое* моделирование напряженного состояния диска турбины с трещинами и расчет коэффициентов интенсивности напряжений (VI Международный науч. конф. «Прочность и разрушение материалов и конструкций») / Н.В. Туманов, А.Н. Серветник. – Оренбург, 2010. – 207 с.
10. *Сиратори М., Миеси Т., Маусуста Х.* Вычислительная механика разрушения. – М.: Мир, 1986. – 334 с.
11. *Перель Л.Я.* Подшипники кочения. – М.: Машиностроение, 1983. – 101 с.