

УДК 536.2, 539.3

**КАРПІНОС Б.С.**, провідний науковий співробітник, доктор технічних наук, професор

**ЛОБУНЬКО О.П.**, начальник науково-дослідного відділу, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

**КУЗЬМІН С.М.**, провідний науковий співробітник, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

**КОРОВІН О.В.**, заст. начальника цеха Державного підприємства “Луцький ремонтний завод “Мотор”

## **ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС ПОШКОДЖЕНИХ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРІВ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ**

*Наведено методику та результати прогнозування залишкового ресурсу лопаток компресорів авіадвигунів, які мають експлуатаційні пошкодження.*

*Ключові слова:* залишковий ресурс, лопатки компресорів авіадвигунів, запас втоми матеріалів, продовження ресурсу лопаток.

Робочі лопатки компресора є екстремально навантаженими елементами авіаційних двигунів (АД). Великі рівні циклічних та статичних механічних напружень в тілі лопатки, особливо коли на їх поверхні є концентратори, спонукають виникненню та поширенню тріщин, що після певного часу обумовлює втрату несучої здатності лопаток. Деградації механічних властивостей матеріалу лопаток, його пошкоджуваності, крім механічних напружень, сприяють поверхневі фізико-хімічні процеси корозії, фретінгу, агресивність середовища, наявність в повітрі твердих часток [1, 2 та ін.]. Найбільш характерними пошкодженнями є забоїни, незворотні деформації лопаток (рис. 1), тріщини втоми, корозійні ураження.

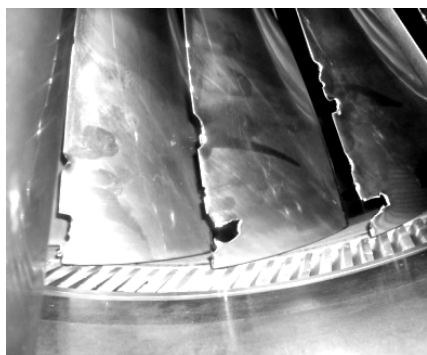


Рис. 1. Пошкодження лопаток компресора внаслідок попадання стороннього предмету

Аналіз допустимих пошкоджень лопаток компресорів АД показує, що величина забоїн, їх кількість та місця розташування на пері мають випадковий

Умови експлуатації лопаток з дефектами регламентують відповідні нормативні документи [3]. На сьогоднішній час вони у багатьох випадках застарілі і не відповідають сучасним вимогам переводу експлуатації авіаційної техніки за станом. Тому розроблення методики прогнозування залишкового ресурсу лопаток на основі останніх досягнень в галузі міцності матеріалів, механіки руйнування та комп'ютерного моделювання є нагальною і перспективною.

характер і залежать від умов навантаження, напружено-деформованого стану лопатки, її динамічних властивостей, а також від механічних характеристик матеріалу. Для кожного двигуна розробник на основі лабораторних та стендових випробовувань призначає періодичність оглядів і встановлює допустимі значення розмірів конкретного пошкодження. Заходи виконуються у два етапи, перший полягає в накопиченні необхідного обсягу інформації, яка дозволяє у відповідності до [3] регламентувати допустимі розміри забоїни, другий – у проведенні спеціальних випробувань АД для експериментального підтвердження безпечності допустимих забоїн і оформлення відповідних нормативно-технічних документів.

Одним із способів відновлення функціональних можливостей лопаток компресора є зачистка забоїн (отримання плавних переходів від місця обробки до непошкоджених ділянок поверхні шляхом видалення матеріалу). Однак ця технологічна операція може привести до зміни напруженого стану лопатки. Рівень напружень навколо забоїн, що представляють собою концентратори напружень, можуть перевищувати межу втоми матеріалу.

Для коректного визначення стану лопаток може використовуватись розрахунковий комплекс Cosmos Works, що інтегрований в CAD – систему Solid Works [4]. Суть цього підходу полягає в наступному. З урахуванням вимог конструкторської документації будується геометрична комп'ютерна модель вузла (рис. 2) з відповідними умовами стику деталей у системі “диск-лопатка”. Виконуються відповідні чисельні розрахунки, точність результатів яких перевіряється шляхом порівняння з аналітичними розв'язками тестових задач. Із досвіду їх проведення [4, 5] відомо, що їх похибка дорівнює 2...3%.

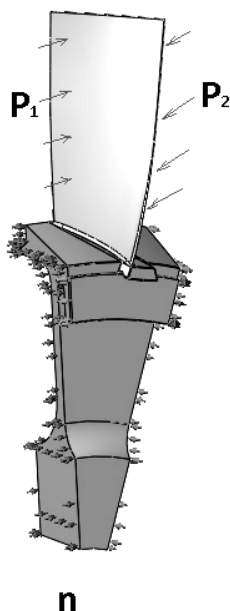


Рис. 2. Механічні умови навантаження лопатки компресора

Результати розрахунків візуалізуються за допомогою епюр компонентів напружень, деформацій та переміщень (рис. 3).

В даній роботі ці розрахунки проведені для робочої лопатки 2 ступеня компресора низького тиску авіаційного двигуна Р-96Ш. Матеріал лопатки – сталь 13Х11Н2В2МФ. Умови навантаження:

кількість обертів,  $n=8000$  об/хв;

тиск на поверхнях лопатки  $P_1=0,137$  МПа,  $P_2=0,188$  МПа;

радіус напівколової забоїни  $r_{\text{деф}} = 1$  мм;

лопатка з елементами диску закріплена з коефіцієнтом тертя 0,3;

модель закріплена симетрично, по внутрішньому діаметру диска – у осьовому напрямку.

Матеріал лопатки знаходився в умовах неоднорідного складного напруженого стану. В якості еквівалентного напруження приймалась інтенсивність напружень  $\sigma_i$

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}, \quad (1)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – головні напруження.

Найбільші величини інтенсивності напружень відзначаються навколо галтелі лопатки. Наявність забоїни змінює розподіл напружень по її довжині (рис. 4). Спостерігається локальне підвищення напружень  $\sigma_{лок}$  і її характеристики – коефіцієнта концентрації напружень

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{лок}}{\sigma_{ном}}, \quad (2)$$

де  $\sigma_{ном}$  – номінальні напруження. У багатьох випадках, як свідчать спостереження, форма забоїн наближається до кола або еліпса.

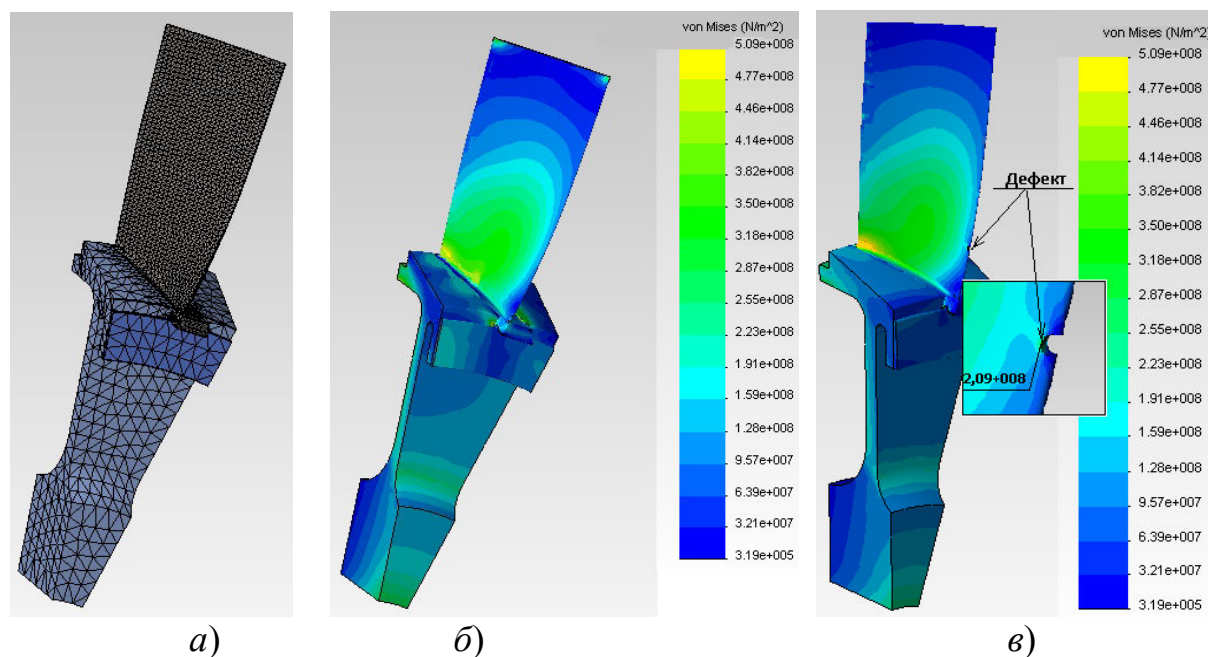


Рис. 3. Комп'ютерна модель вузла компресора: а) скінчена сітка, б) розподіл інтенсивності напружень  $\sigma_i$  по поверхні без дефекту; в) розподіл інтенсивності напружень  $\sigma_i$  по поверхні з дефектом

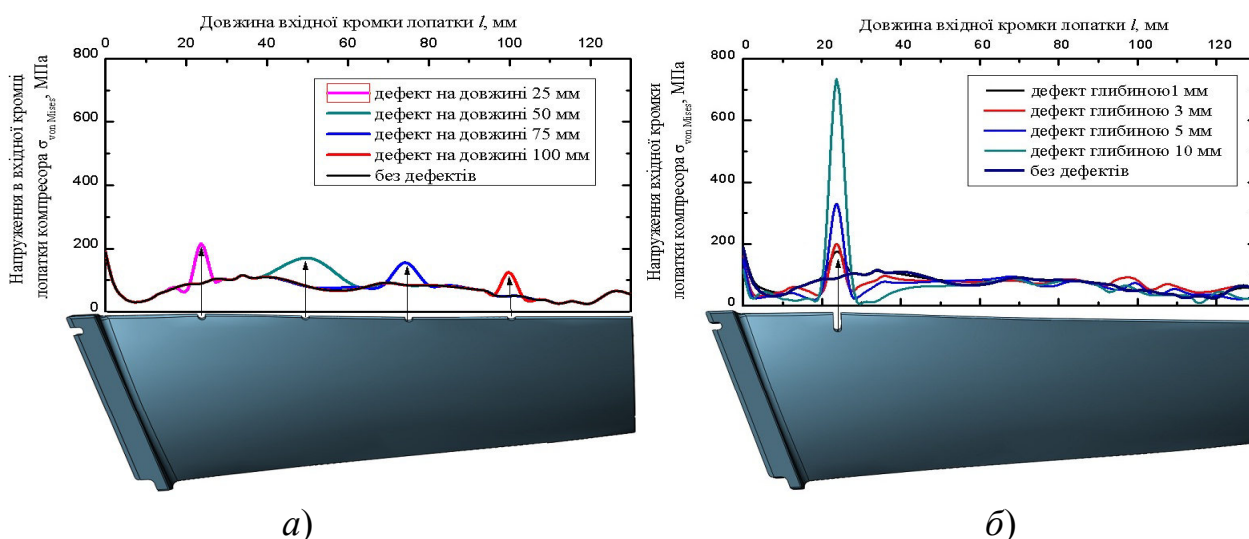


Рис. 4. Розподіл напружень на вхідній кромці лопатки без та з дефектами: а) забоїна має різне розташування; б) забоїна має різну довжину

Для напівколових забоїн з невеликим радіусом  $r$  коефіцієнт концентрації  $\alpha_\sigma$ , співпадає з розрахунком на основі співвідношень теорії пружності для пластини з еліпсовидним отвором [6],

$$\alpha_\sigma = 1 + 2\sqrt{\frac{R_e}{r_e}}, \quad (3)$$

де  $r_e$ ,  $R_e$  – поточний і розрахунковий радіуси еліпса.

Аналіз напруженого стану лопатки компресора засвідчив, що запаси міцності матеріалу по втомі майже нівелюються концентрацією напружень навколо дефекту. Результати дослідження стали основою індивідуальної оцінки міцності, довговічності та ресурсу лопатки компресора АД з механічними пошкодженнями. Реалізація методики дозволила обґрунтовано надавати рекомендації щодо:

можливості подальшої експлуатації АД з пошкодженими лопатками компресора;

визначення періодичності оглядів конструктивних елементів АД.

Як відомо, прогнозування граничного стану деталі базується на визначенні її напруженого стану і подальшого співставлення розрахункових значень напружень з допустимими. При наявності тріщин в деталі для прогнозування її несучої здатності додатково визначаються параметри стану механіки руйнування – коефіцієнти інтенсивності напружень, які, у свою чергу, теж порівнюються з відповідними допустимими. Реалізація на практиці цього алгоритму не викликає труднощів, коли є коректна інформація стосовно умов навантаження, деградації механічних властивостей матеріалу під час експлуатації виробу.

В дійсності обставини складаються таким чином, що потрібна інформація у повному обсязі відсутня. У цьому випадку при прогнозуванні приймаються припущення щодо умов розв'язку задачі, шукають аналогії, виконують дослідження комп'ютерного моделювання функціонування виробу і фізичні дослідження структури і складу матеріалу і т. ін. Це пояснюється наступними міркуваннями.

Безпечна експлуатація лопатки компресора при динамічних циклічних напруженнях забезпечується при умові (4)

$$\sigma \leq [\sigma_{-1}], \quad (4)$$

де  $[\sigma_{-1}]$  – допустимі напруження,  $[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{k}$ ,  $k$  – коефіцієнт запасу міцності при втомі.

На рис. 5 наведено криві втоми зразків і лопаток зі сталі 13X11H2B2MФ. Лопатки мали попередній наробіток 2000 год [4]. Експлуатаційні напруження біля кореневої частини лопатки (крива 3) набагато менші допустимих (крива 2) і кривої втоми (крива 1). Згідно нормативних документів запас міцності при втомі для компресорних лопаток  $k = 3 \dots 5$ . Як показано вище, при появі забоїни, збільшується концентрація напружень. Для напівколової забоїни  $\alpha_\sigma = 3$ . Можливі наступні ситуації. Перша, коли напруження навколо забоїни не перевищують межу витривалості  $\sigma < \sigma_{-1}$  і небезпека появи тріщини в лопатці відсутня. Але при цьому необхідно враховувати, що з часом експлуатації межа витривалості матеріалу внаслідок його деградації властивостей зменшується, тому умова  $\sigma < \sigma_{-1}$  може не виконуватися. Друга, коли напруження перевищують межу витривалості  $\sigma > \sigma_{-1}$  і час

появи тріщини в лопатці визначається кривою втоми матеріалу. Це небезпечна ситуація тому, що кількість циклів навантажень  $N_p \approx 10^6$  досягається за декілька годин роботи АД. Взагалі, умова  $\sigma > \sigma_{-1}$  не відповідає безпечній роботі компресора, тому потребує подальшого аналізу стану лопатки з тріщиною. Межа витривалості визначається  $N_p \approx 10^7$ , тобто час роботи АД (час міжпольотного спостереження) складає  $t = N_p n \approx 10$  год. Однією з ознак граничного стану зразків і лопаток при втомі приймається поява тріщини довжиною  $l = 0,1$  мм, що обумовлює додаткові

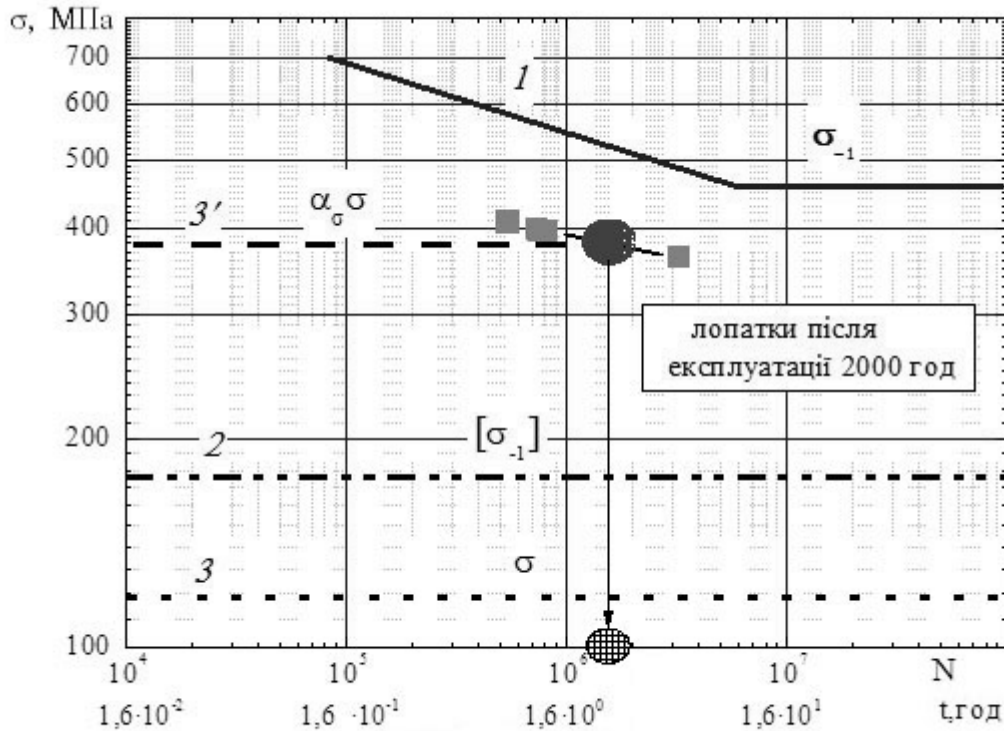


Рис. 5. Залежність довговічності ( $t, N_p$ ) зразків і лопаток від циклічних напружень  $\sigma$ , сталь 13X11H2B2MФ

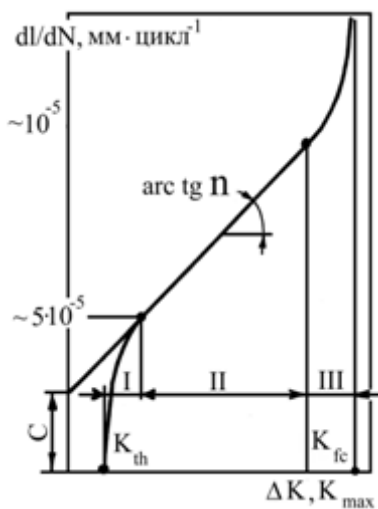


Рис. 6. Діаграма руйнування матеріалу при втомі

жорсткі вимоги до засобів реєстрації і до кваліфікації дефектувальника.

Отже, при перевищенні напружень в лопатці межі витривалості, орієнтовно через 10 годин наробітку АД, з високою імовірністю можуть з'являтися тріщини.

Поширення тріщини втоми (рис. 6) описує [7], де:  $N$  – кількість циклів навантаження;  $l$  – довжина тріщини;  $K_{th}$  – значення (порогове) коефіцієнта інтенсивності напружень, що не викликає просування тріщини;  $K_{fc}$  – критичне значення коефіцієнта інтенсивності напружень, при якому спостерігається катастрофічне поширення тріщини;  $C, n$  – параметри рівняння Періса, справедливого для ділянки II рисунку 6.

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^n \quad (5)$$

Коефіцієнт інтенсивності напружень характеризує стан навколо тріщини

$$K = Y\sigma\sqrt{\pi l}, \quad (6)$$

де  $Y$  – геометричний фактор. Для його визначення використовуються методи механіки руйнування [6].

З'ясовано безпечні і небезпечні рівні напружень і довжин тріщин, а також кількість циклів навантаження для зростання тріщини від початкового  $l_0$  розміру до кінцевого  $l_k$ , яка оцінюється за формулою [7]:

$$N = \int_{l_0}^{l_k} \frac{dl}{C(\Delta K)^n} = \frac{l^{-\frac{n}{2}+1}}{C(Y\sigma\sqrt{\pi})^n \left(-\frac{n}{2}+1\right)} \Bigg|_{l_0}^{l_k} = \frac{l_k^{-\frac{n}{2}+1} - l_0^{-\frac{n}{2}+1}}{C(Y\sigma\sqrt{\pi})^n \left(-\frac{n}{2}+1\right)}. \quad (7)$$

Для цього використано результати експериментальних досліджень [6]. На рис. 7 наведено діаграми сталі 13X11H2B2MФ, і для порівняння сталі, 08X17H6T за різних умов навантаження і асиметрії циклу  $R = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}}$  та у різних робочих середовищах. Оброблення результатів досліджень дозволила розрахувати параметри рівняння Періса, значення порогового коефіцієнта інтенсивності напружень  $K_{th}$ .

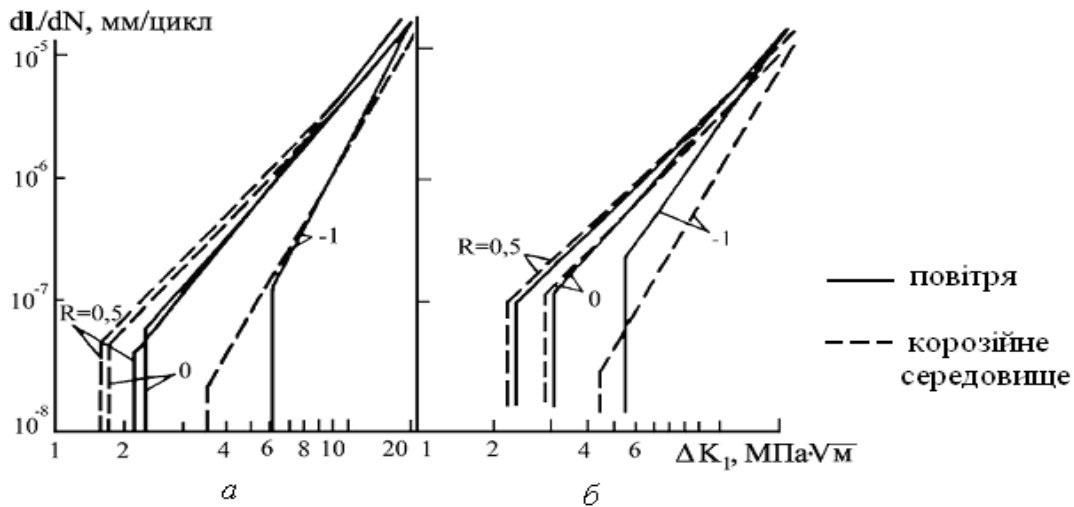


Рис.7. Діаграми сталей 13X11H2B2MФ а) і 08X17H6T б) на повітрі і в корозійному середовищі за різної асиметрії циклу навантаження

Крім того визначено номінальні порогові значення напружень  $\sigma_{th} = \frac{K_{th}}{Y\sqrt{\pi l_{th}}}$  і

довжин  $l_{th} = \frac{K_{th}^2}{\pi Y^2 \sigma_{th}^2}$  тріщини, за яких починається її розвиток у повітряному

середовищі з асиметрією циклу  $R = -1$  (табл. 1). Геометричний фактор  $Y$  приймав значення згідно дослідження [5]. Наведені результати засвідчили, що відповідні порогові значення напружень менші ніж значення напружень навколо забоїни

$$\sigma_{th} \leq \sigma. \quad (8)$$

Це означає, що тріщина під час роботи АД має умови до просування вглиб лопатки. Кінцева довжина тріщини  $l_k$  залежить від її початкового значення  $l_0$ , кількості циклів навантаження  $\Delta N$  (часу  $t$  наробітку АД) і значень напружень  $\sigma$

$$l_k = \left[ l_0^{1-\frac{n}{2}} + \left(1 - \frac{n}{2}\right) \Delta N C (Y \sigma \sqrt{\pi})^n \right]^{\frac{2}{2-n}} \quad (9)$$

Таблиця 1

Розрахункові допустимі розміри тріщин в лопатці

Місце розташування тріщини	$\sigma_{th}$ (МПа) для тріщини довжиною			$l_{th}$ (мм) для напружень		
	0,1 мм	1,0 мм	3 мм	50 МПа	100 МПа	300 МПа
вхідна кромка	320	103	58	2.9	0,92	0,11
вихідна кромка	355	120	65	3.2	0,95	0,13

Критичне значення довжини тріщини в лопатці можна визначити на основі експериментальних досліджень втрати функціональних можливостей лопатки, наприклад –  $l_{k(lim)} = 1 \dots 1,5$  мм. На рис. 8 зображено розрахункові кінетики тріщин в лопатці за різних значень початкової довжини тріщини і рівня напружень. Початкове значення тріщини і рівень напружень забезпечували умову  $K_{th} \leq K$ .

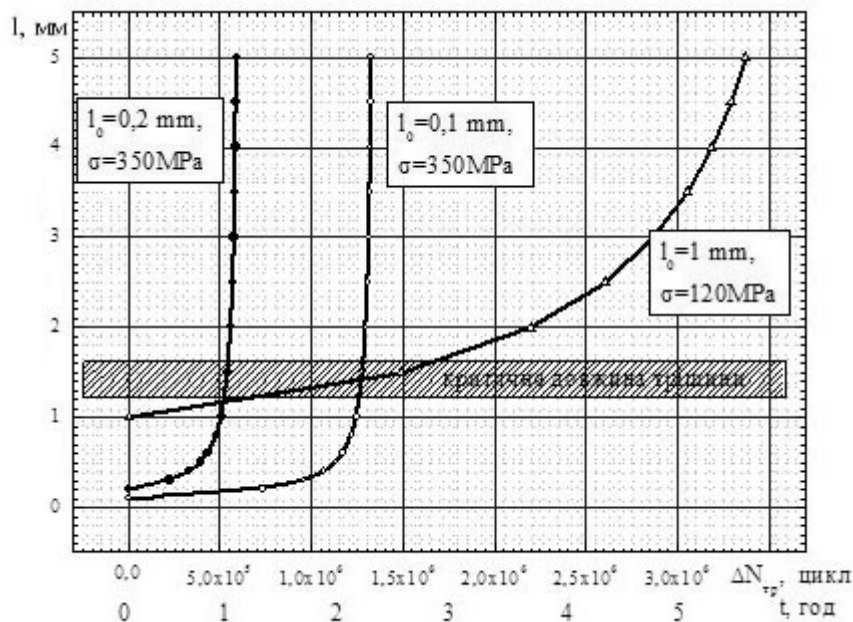


Рис.8. Поширення тріщин в лопатці за “песимістичним сценарієм”

При розрахунку коефіцієнта інтенсивності напружень  $K$  приймалось до уваги дослідження [7], в якому його значення розраховано для випадку тріщини, що розташована навколо напівколового концентратора. Враховуючи певну невизначеність з умовами навантаження лопатки, розрахунок кінетики тріщини

здійснювався за так званим “песимістичним сценарієм”. Вважалось, що коефіцієнти запасу міцності мають мінімальні значення, потужність двигуна під час роботи максимальна та ін.

Для таких умов час безпечної роботи АД з тріщиною в лопатці дорівнює  $t = 1...3$  год. Спочатку тріщина поволі змінює свій розмір до певного безпечного значення, після чого її довжина майже стрибкоподібно збільшується, що ускладнює подальший контроль.

## **Висновки**

Навколо дефектів лопатки при її експлуатаційних навантаженнях має місце суттєва концентрація напружень, яка може досягати запасу втоми матеріалу. На напружений стан лопатки впливає форма, розміри, місце розташування дефектів та їх кількість.

Розмір порогового значення тріщини в місцях концентрації напружень за експлуатаційних напружень дорівнює  $l_{th} = 0,1$  мм.

Рекомендації щодо продовження ресурсу лопаток з дефектами повинні базуватися на розрахунку їх напруженого стану для кожного конкретного дефекту. Технічна можливість об'єктивного контролю за початковими дефектами в АД (наприклад з використанням відео ендоскопу) дозволяє відслідковувати їх кінетику в процесі експлуатації.

## **ЛІТЕРАТУРА**

1. М.Ш. Нихамкин, Л.В. Воронов, И.П. Конев. Влияние эксплуатационных повреждений и объемных остаточных напряжений на усталостную прочность и сопротивление развитию трещин в лопатках компрессоров. Вестник двигателестроения, №3/2006. – С. 95-97.
2. Грицин А.В., Кочеров Е.П., Ремпель А.П., Самойлов В.А. Исследование и нормирование допустимых забоин на рабочих лопатках компрессора на примере двигателя НК-12. Авиационная и ракетно-космическая техника. – С. 221-229.
3. Отраслевой стандарт ОСТ 1 00304 – 79 “Лопатки газотурбинных двигателей. Нормирование повреждений лопаток компрессоров от попадания посторонних предметов”.
4. Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике. СПб.: БХВ – Петербург, 2005 – 800 с.
5. Трощенко В.Т., Матвеев В.В., Грязнов Б.А. и др. Несущая способность рабочих лопаток ГТД при вибрационных нагружениях. – Киев: Наук. думка. 1981 – 314 с.
6. Прокопенко А.В. Экспериментальное определение коэффициента интенсивности напряжений для трещин с криволинейным фронтом в сложных деталях (лопатках ГТД)/ Пробл. прочности. 1981. – № 4. С. 105-111.
7. Orunyak I.V. and Borodii M.V. The combined weight function method application for a hole emanated crack. – Engineering Frature Mechanics. Vol, 48, №6, pp. 891-894., 1994.