

В. І. Масягін, А. М. Григоренко, К. М. Конох, О. А. Хахалкіна

Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, Харків, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТОРІВ, ЯКІ ЗНИЖУЮТЬ ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ ДИСКІВ ГТД ТА РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ПО ЇХ ПІДВИЩЕННЮ

Анотація. У даній статті проведено аналіз основних факторів, які впливають на надійність дисків компресорів та турбін, такі як: проектувальні, конструктивно-технологічні та експлуатаційні. Провівши розрахунок на міцність диску турбіни високого тиску будуються графіки зміни напружень та визначають коефіцієнт місцевої статичної міцності по радіусу диску. За результатами досліджень, запропоновано заходи підвищення надійності дисків, а саме: визначено сучасну технологію під назвою «Бліск», яка дозволяє збільшити коефіцієнт запасу статичної міцності диску та температуру газу перед турбіною на 5-7% , що призводить до збільшення потужності та дозволяє збільшити частоту обертання ротора на 15-40%.

Ключові слова: газотурбінний двигун, параметри надійності, напруження, диск турбіни.

Вступ

Постановка проблеми. Конкурентоспроможність та економічна ефективність авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) визначається рівнем їх надійності. Диски являються одним з найбільш напружених елементів та представляють максимальну потенціальну небезпеку з точки зору вторинних руйнувань елементів конструкції. Причинами руйнування дисків можуть бути: –конструктивні, –технологічні – експлуатаційні та інші фактори. Заданий рівень надійності повинен забезпечуватися впродовж всього часу експлуатації двигуна. Виконання зростаючих потреб до надійності дисків може бути досягнуто завдяки розробці оптимальної конструкції, вдосконалення технології виготовлення, максимальному та використанню максимальних можливостей матеріалу. Таким чином, питанням міцності дисків повинно приділятися підвищена увага при проектуванні та експлуатації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Надійність роботи двигуна залежить від точності розбірки та якості використання деталей двигуна. Так, у роботі [1] запропоновано методику оцінки надійності проєктованих деталей на етапі проєктування з урахуванням відхилень розмірів і режимів роботи деталі.

У роботі [1] викладено нові методи локального напружено-деформованого стану при термомеханічному навантаженні, наведено розрахунок міцності і довговічності з урахуванням основних факторів, що впливають на ресурс роторів турбоагрегатів. Дано алгоритми і їх програмна реалізація, що дозволяють розрахувати поля температур в роторах при довільній зміні температур середовищ.

Мета статті полягає у розгляді основних проблем, які змушують вирішувати для забезпечення статичної та динамічної міцності дисків; визначення факторів, які впливають на показники надійності дисків ГТД та аналізу заходів по їх підвищенню.

Виклад основного матеріалу

Забезпечення міцності та надійності, під якою розуміється запобігання руйнування конструкції або недопустимої деформації елементів конструкції, є однією з головних задач проектування, виробництва

та експлуатаційного обслуговування двигуна та дисків в цілому. Основною кількісною характеристикою надійності є вірогідність безвідмовної роботи двигуна в проміжку заданого ресурсу. Оскільки на стадії проєктування двигуна безпосередньо визначити ці характеристики важко, для оцінки міцнісної надійності користуються коефіцієнтами запасу міцності.

Найбільш напруженими конструктивними елементами газової турбіни є диски, робочі лопатки та соплові апарати. Вони виготовляються із жароміцних хромонікелевих сплавів які наведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Матеріал деталей турбін (джерело: [2, С. 140])

	Деталь	Матеріал
Турбіна високого тиску		
1	Робочі лопатки	ЖС-26-НК (ЖС32-И)
2	Диск	ЭП-742-ИД
3	Обертовий дифлектор	ЭИ-698
4	Соплові лопатки	ЖС6К-ВИ
Турбіна низького тиску		
1	Робочі лопатки	ЖС6К-ВИ
2	Диск	ЭП-741П
3	Вал	ЭП-741П
4	Соплові лопатки	ЖС6К-ВИ

Умови роботи конструкційних матеріалів ТРД характеризуються багато виразністю експлуатаційних факторів, до яких в першу чергу слід віднести високі рівні напруження та температур, їх циклічність та тривалість, наявність хімічних активних робочих середовищ та ін. Під час виконання польотного завдання відбувається багаторазова зміна функціональних параметрів двигуна, кожні декілька секунд відбувається еволюція літального апарату. Змінюються його швидкість число Маха (M), тангаж, рискання, висота польоту (H) та змінюється число обертів двигуна (n), витрата повітря (G_p) та палива ($G_{\text{пал}}$), температура газу після компресора (T_k) та перед турбіною (T^*).[3-5]

Одним із завдань проєктування двигуна є забезпечення гарантії того, що за час експлуатації не настане жодне з граничних станів його елементів, тобто не порушать умови їх нормального функціонування. Вирішення цього завдання – визначення

раціональних характеристик міцності при заданих показниках надійності. З теорії міцності при об'ємному напруженому стані коефіцієнт запасу міцності знаходить за умовою:

$$k = \sigma_g / \sigma_{\max} \geq [\sigma], \quad (1)$$

де σ_g – границя міцності для даного матеріалу; σ_{\max} – максимальне напруження деталі; σ – мінімальне допустиме значення коефіцієнта запасу міцності.

Мінімальне допустиме значення коефіцієнта запасу міцності на основі накопиченого досвіду конструкції та експлуатації дорівнює $k = 1,35 \dots 1,5$. При визначенні запасу міцності виникають труднощі у встановленні величини граничних напружень, з якими порівнюються розрахункові. Такі параметри міцності, як межа міцності (тривалої міцності) при фіксованій температурі або межа витривалості даного матеріалу у виробі – є випадковими величинами в зв'язку з існуванням допусків на хімічний склад матеріалу і технологію його одержання, неоднорідністю температурного режиму різних плавки і зовнішніх кліматичних умов, відхиленням умов термічної обробки сортаменту і ін.

За характером втрат праце спроможності відмови двигунів поділяються на дві групи.

До першої групи належать раптові відмови, що носять характер випадкового викиду: крихке руйнування; перевищення границі текучості в будь-якій точці деталі, для якої залишкові деформації недопустимі. До другої групи належать поступові відмови, виникаючі в результаті незворотного накопичення пошкоджень в деталі: накопичення пластичних деформацій (деформацій повзучості), втомних пошкоджень, приводячих до розвитку тріщини, механічний знос та ін.

Таким чином, при оцінці надійності дисків необхідно враховувати раптові та поступові відмови.

Поведінка реальних конструкцій обумовлено взаємодією цілого ряду факторів, що мають явно виражений випадковий характер. У зв'язку з цим визначення надійності конструкцій неможливо без застосування методів теорії ймовірностей і математичної статистики.

До особливостей дисків з точки зору оцінки показників надійності відносяться:

- порівняно невеликий обсяг статичної сукупності (в ряді випадків одиничні екземпляри);
- складність отримання досвідчених даних для подальшої обробки методом математичної статистики;
- складний характер і взаємопов'язаність процесів навантаження;
- підвищений вплив на надійність конструкцій стабільності технологічних процесів і складальних робіт [6].

Навантаження, які діють на конструкцію, як правило, надають багаторазовий вплив або розгортають свої ймовірні властивості в часі. Механічні властивості матеріалів, виготовлених в масовій кількості, можуть бути вивчені в повній мірі.

Таким чином, поведінка самій унікальній конструкції визначається випадковими чинниками масового характеру, для кожного з яких допускається статистичне тлумачення ймовірності. Передбачити на основі цього статистичного масиву даних поведінку конструкції – в цьому і полягає мета розрахунку надійності дисків.

Для авіаційних силових установок, відмова яких призводить до тяжких наслідків, велику небезпеку становлять раптові відмови. Найбільш частим проявом раптових відмов є поломки, деформації і розтріскування окремих деталей виробів і вузлів їх кріплення, що викликаються несприятливим поєднанням діючих навантажень і фактичної міцності (рис. 1.)

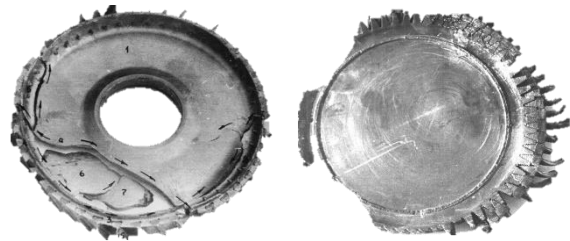


Рис. 1. Руйнування диску турбіни

Руйнування через порушення міцності можуть виникнути в результаті непередбачених місцевих напружень, викликаних нерозрахованих статичними або динамічними навантаженнями в поєднанні з невиявленими виробничими відхиленнями. Зазначені місцеві напруги і навантаження, як випадкові величини, істотно відрізняються від середніх величин, прийнятих при міцності розрахунках і оцінці ресурсу виробу [7].

Обчислення мінімальних запасів міцності, що гарантують надійну роботу протягом ресурсу, ускладняється тим, що двигун експлуатується в різних режимах. Тому завдання про необхідні запаси міцності можна ставити тільки в імовірнісному плані.

Введемо поняття функції якості (запасу працездатності) [2]

$$\varphi = \sigma_{пред} - \sigma_p, \quad (2)$$

де $\sigma_{пред}$ – граничні напруги (межа тривалої міцності, межа витривалості та ін.); σ_p – робоча напруга в розрахунковому перетині.

Для надійної роботи деталі двигуна необхідне збереження умови:

$$\varphi > 0. \quad (3)$$

На надійність роботи диска ГТД впливають різноманітні фактори, але серед них можна виділити найбільш очевидні, які можуть надавати найбільший вплив на надійність роботи. При виробництві ці параметри неможливо витримати точними, тому на них призначаються допуски з урахуванням досягнень сучасної технології, витрат на виготовлення і вартості остаточного виробу, умов збірки, оптимальної роботи і т.д. За відсутності допусків, розки-

ду параметрів і умов роботи, виріб мав можливість працювати безвідмовно. Але в дійсності допуски на параметри можуть скластися найсприятливішим чином, що призводить до втрати працездатності виробу.

Проводячи аналіз роботи диску турбіни двигуна, можна виділити такі параметри, які найбільш очевидно впливають на працездатність диска і є зручними для замірів:

- геометричні розміри;
- частота обертів;
- щільність матеріалу диска.

Допуски цих параметрів визначають якомога точними. В іншому випадку данні фактори в сукупності з іншими можуть привести до небажаних результатів [8].

Розрахунок з визначення надійності диску являє собою розрахунок усього ротору, в склад якого входить конкретний диск. Розрахунок ротору виконується з врахуванням експлуатаційних факторів впливових на напружений стан диску. (рис. 2, 3)

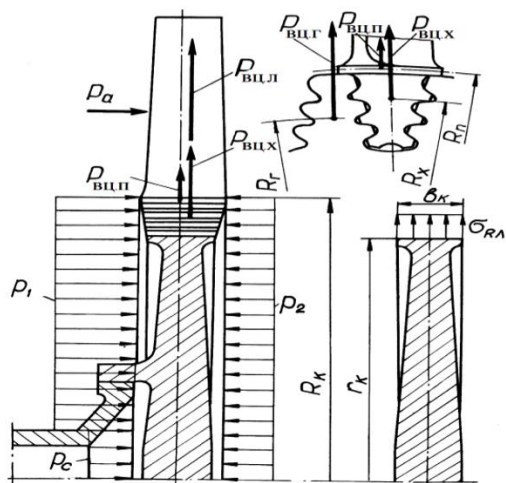


Рис. 2. Контурне навантаження диска газової турбіни та його розрахункова схема (джерело: розроблено авторами за даними [2, С.292])

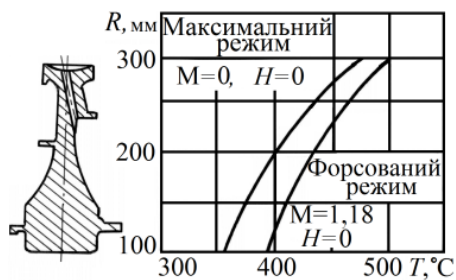


Рис. 3. Тепловий стан диска (джерело: розроблено авторами за даними [2, С.146])

Із отриманого розрахунку для моделі конкретного диску формуються граничні умови для виконання розрахунку напруженого стану диску. Характер розподілу напруг по диску носить нерівномірний характер. Виділяються зони концентрації напруження, котрі прийнято називати критичними зонами. Як правило, у дисках в ці зони розташовуються біля основи між пазових виступів, які можуть

привести до розтріскування. Напруження критичних зон визначає циклічний ресурс деталі. Причиною виникнення тріщин частіше за усе є термічна втомлюваність, що виникає в матеріалі при повторних термічних навантаженнях в момент запуску та зупинки ГТД.

Небезпечні руйнування дисків можуть бути наслідком перегріву та статичного перевантаження (наприклад, внаслідок перевищення обмежень частоти обертання ротору). Диски, що виготовлені з порушенням належного технологічного процесу, внаслідок тривалої роботи при високих температурах втрачають пластичність, що може призвести до їх крихкого руйнування навіть при відносно невеликому збільшенні статичної напруженості. [9]

Збільшення вібрації двигунів повинні розглядатися як самостійна відмова (або несправність), якщо це не є наслідком іншої відмови, наприклад, обриву лопатки. Причиною виникнення підвищення вібрацій ГТД може бути зміна натягів по посадковим поясам роторних та статорних деталей, у тому числі ослаблення під дією відцентрових сил натягу дисків на своїх посадкових місцях. Високі вібрації можуть виникати в результаті появи при експлуатації двигуна критичних (близьких до робочих) частот обертання, наприклад, внаслідок недостатньої стабільності рівня жорсткості опор.

У ряді випадків буває важко визначити причини відмови двигуна. Наприклад, руйнування може бути пов'язана з тим, що до її недостатньої конструктивної міцності додалось певне виробниче відхилення. Не завжди просто однозначно кваліфікувати фізичну причину відмови. Так, руйнування диску турбіни (рис. 4) може бути наслідком вибору недостатньо міцного матеріалу лопатки чи самого диска. Таким чином, велика кількість поломок турбінних лопаток мають втомлювальний характер. Ці поломки виникають внаслідок змінних напружень, що виникають в лопатках при їх коливаннях.

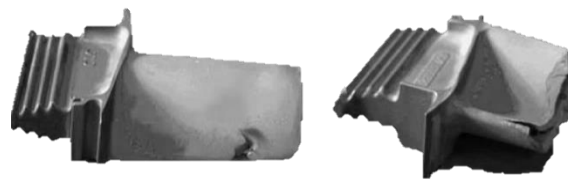


Рис. 4. Руйнування лопаток турбіни

У більшості випадків руйнування лопаток пов'язані з їх резонансними коливаннями. Найбільш неприємні руйнування лопаток внаслідок коливань за основним тоном, при цьому відбувається обривання більшої частини або навіть всього пера лопатки (біля кореня). При інтенсивних коливаннях лопаток за основним тоном втомлювальним руйнуванням та розтріскуванням можуть піддаватись і замки лопаток. Причини вібраційних поломок турбінних лопаток далеко не завжди пов'язані з недостатнім запасом міцності. При виготовленні лопаток цей запас у ряді випадків може знижуватись через відхилення розмірів лопаток, а також припалить (технологічних порушень в процесі термообробки), утворення у поверхневому шарі розтягую-

чих напружень та інших факторів, що знижують опір втомлюваності. Однією з причин зменшення запасів міцності в процесі експлуатації є корозійне ушкодження матеріалу лопаток, у тому числі газова корозія турбінних лопаток, яка викликана наявністю у паливах та продуктах їх згоряння хімічно активних з'єднань. [7-9].

При роботі газотурбінного двигуна на лопатки діють статичні, динамічні і температурні навантаження, викликаючи складну картину напружень.

Також фактори, що призводять до накопичення ушкоджень: змінні термічні напруження, повторні статичні напруження при високих температурах, перегрів робочих лопаток (наприклад, місцеві – через нерівномірні по радіусу поля температур). Останні різко знижують опір тривалому статичному навантаженню, що може призвести до обриву лопаток із характерними слідами пластичної деформації. Перегрів соплових лопаток викликаються, зазвичай, кільцевою нерівномірністю температурного поля.

Тріщини та руйнування дисків турбін відносяться до найбільш небезпечних видів відмов, бо при обриві частини диску руйнування в багатьох випадках не локалізуються в межах корпусу двигуна. Часто, в процесі розвитку тріщин, в диску виникає збільшення рівня загальних вібрацій двигуна (з роторною частотою), що може служити діагностичною ознакою цієї відмови та дозволяє запобігти руйнуванню диска при своєчасному вимкненні двигуна. [8]

Розрахунок на міцність пера лопатки виконується, враховуючи вплив тільки статичних навантажень. До них відносяться відцентрові сили мас (ваги) лопаток, які з'являються при обертанні ротора, і газові сили, що виникають при обтіканні газом профілю пера лопатки і в зв'язку з наявністю різниці тисків газу перед і за лопаткою. Відцентрові сили викликають деформації розтягування, вигину і крутіння, газові – деформації вигину і крутіння. Напруження кручення від відцентрових, газових сил слабо закручених робочих лопаток компресора малі, і ними зазвичай нехтують. Напруги розтягнення від відцентрових сил є найбільш суттєвими. Напруження згину зазвичай менші напружень розтягу, причому за необхідності для зменшення згинальних напружень в лопатці від газових сил її проєктують так, щоб виникаючі згинальні моменти від відцентрових сил були протилежні за знаком моментам від газових сил і, отже, зменшували останні.

Інтенсивність газових сил на середньому радіусі в окружному напрямку визначається за формулою:

$$P_u = \frac{G_g}{h_n \cdot z} \cdot (W_{1u} - W_{2u}) \cdot \quad (4)$$

Для визначення частоти власних згинальних коливань лопаток по різних формах (простих чи складних) користуються різними методами розрахунку, наприклад: енергетичним методом.

Згідно з цим законом для вільних коливань пружної системи без урахування сил опору сума кінетичної і потенційної енергій зберігається весь

час незмінною. Суть методу полягає в тому, що обчислюються максимальні значення потенційної енергії лопатки в її крайньому положенні, а кінетичної енергії - в середньому.

Обертання лопатки спільно з диском, на якому вона закріплена, впливає на її коливання, так як відцентрова сила прагне повернути лопатку в положення рівноваги.

Дія відцентрової сили лопатки призводить до того ж результату, що і збільшення жорсткості, тому частота власних коливань лопатки (динамічна частота) підвищується.

Динамічна частота власних згинальних коливань лопатки визначається за формулою:

$$f_{дин} = \sqrt{f_c^2 + Bn_c^2}, \quad (5)$$

де f – власна частота лопатки; n_c – частота обертання ротора за секунду, об/с; B – коефіцієнт пропорційності, що залежить від геометрії лопатки і форми пружної лінії.

Визначивши коефіцієнт і задавшись декількома значеннями частот в діапазоні робочих частот обертання двигуна, знаходимо відповідні величини динамічних частот власних коливань лопатки і будують частотну діаграму.

Для побудови частотної діаграми (рис. 5) необхідно нанести на графік діапазон робочих частот обертання двигуна від оборотів малого газу до максимальних обертів.

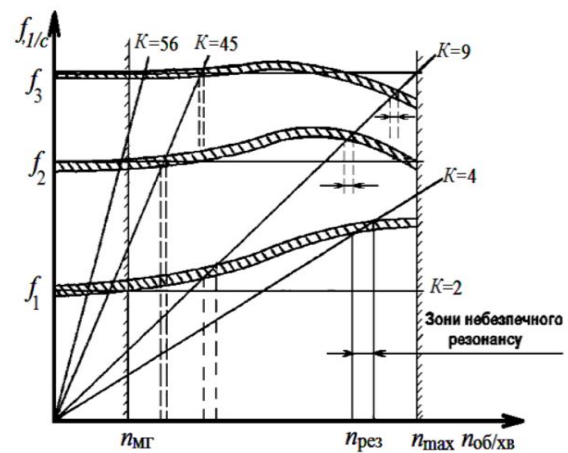


Рис. 5. Частотна діаграма (джерело: розроблено авторами за даними [2, С.321])

За частоту обертання ротора на режимі малого газу прийнято для ГТД:

$$n_{мг} = (0,8...0,9)n_{\max} \cdot \quad (6)$$

Для визначення резонансних режимів роботи двигуна з урахуванням прийнятого масштабу нанести на графік пучок прямих ліній, що виходять з початку координат, які представляють собою частоти коливання гармонік збуджуючих сил, описуваних рівнянням:

$$f_g = k \cdot n_c, \quad (7)$$

де k - порядок гармонік збуджуючих сил.

Точки перетину променів з кривою зміни дадуть резонансні частоти обертання двигуна. Наявність резонансних режимів в робочій зоні виключено. За результатами розрахунку будується частотна діаграма.

Диски турбін - це найбільш відповідальні елементи конструкцій газотурбінних двигунів. Від досконалості конструкцій дисків залежить надійність, легкість конструкцій двигунів в цілому. Метою розрахунку є визначення напружень і запасів міцності в різних перетинах по радіусу диска.

Диски знаходяться під впливом інерційних відцентрових сил, що виникають при обертанні від маси робочих лопаток і власної маси дисків. Ці сили викликають в дисках напруження розтягу. Від нерівномірного нагрівання дисків турбін виникають температурні напруги, які можуть викликати як розтягування, так і стиснення елементів диска.

Крім напружень розтягування і стиснення, в дисках можуть виникати напруги крутіння і вигину. Напруження кручення з'являються, якщо диски передають крутний момент [8-11].

З перерахованих напружень найбільш істотними є напруги від відцентрових сил власної маси диска і лопаточного вінця, а також температурні (в разі нерівномірного нагрівання диска). Напруження згину залежать від товщини диска і способу з'єднання дисків між собою і з валом і можуть бути значними лише в тонких дисках. Напруження кручення зазвичай невеликі і в розрахунках в більшості випадків не враховуються.

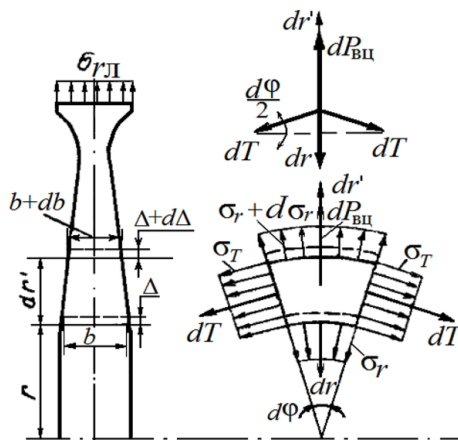


Рис. 6. Розрахункова схема диска для виведення рівнянь його міцності (джерело: розроблено авторами за даними [2, С.293])

Напруження $\sigma_{Rл}$ від відцентрових сил лопаток і замкової частини обода може бути визначено як

$$\sigma_{Rл} = \frac{z \cdot \sigma_{pk} \cdot F_k + \rho \cdot f \cdot 2\pi \cdot R_f^2 \cdot \omega}{2\pi \cdot R_k \cdot b_k}, \quad (8)$$

де z – число лопаток на ободі диска; σ_{pk} – напруга в кореневому перерізі лопатки від розтягування відцентровими силами; F_k – площа кореневого перетину лопатки; ρ – щільність матеріалу диска і лопатки; f – площа радіального перетину розріз-

ний частини обода диска; R_f – радіус центра ваги площі f ; R_k – зовнішній радіус нерозрізного обода диска; b_k – ширина обода диска на радіусі R_k .

За результатами розрахунку будуються графіки зміни напружень $\sigma_R, \sigma_T, \sigma_{екв}$ і запасів міцності по радіусу диска [4].

Таким чином можна сказати, що забезпечення високої і стабільної конструкційної міцності двигунів, під якою розуміється міцність конструкції в реальних умовах роботи з урахуванням металургійних, конструктивно-технологічних і експлуатаційних факторів - один із напрямів вирішення проблеми підвищення надійності дисків ГТД.

Пошук шляхів досягнення найбільшого опору руйнуванню матеріалу конструкції в нерівномірному полі температур привів до ідеї застосування біметалевих з'єднань (конструкція, відома під назвою «Блиск»). Для виготовлення таких біметалевих конструкцій можна застосувати спосіб ізотермічного штампування, що дозволяє з'єднати лопатки і диск, виконані з різних сплавів. Технологія виготовлення таких складових конструкцій заснована на спіканні лопаток з порошковим сплавом, утворюючим диск. Використання для замкової частини лопатки міцнішого при відповідних умовах роботи сплаву, з якого виготовляються диски, або взагалі - виняток замкового з'єднання дозволяють зменшити масу робочого колеса, а його ресурс збільшити.

Головна перевага Блиск - можливість зниження на 20-30% маси робочого колеса веде до: зменшення інерційності ротора, а значить поліпшення його динамічних характеристик, тобто зменшення часу прийомистості, полегшення запуску двигуна, зменшення питомої ваги двигуна, збільшення дальності. Відсутність замкових з'єднань дозволяє вирішити проблему розміщення лопаток на диску і усунути виток в замковому з'єднанні, тобто оптимізувати густоту решітки по газодинамічній ефективності, що може привести до підвищення ККД на 1-1.2% і, відповідно, до виграшу в паливній економічності.



Рис. 7. Технологія біметалічних з'єднань

Виключення концентраторів напружень в замкових з'єднаннях дозволяє збільшити довговічність колеса в 2-3 рази. Збільшення на 40-50% мінімальних місцевих запасів тривалої статичної міцності дозволяє збільшити температуру газу перед турбіною на 5-7%, що призводить до збільшення потужності та дозволяє збільшити частоту обертання ротора на 15-40%.

Висновки

В статті особлива увага представлена визначенню основних факторів які впливають на надійність дисків ГТД, такі як: конструктивні, технологічні та експлуатаційні. Також факторів, що призводять до накопичення ушкоджень: змінні термічні напруження, повторні статичні напруження при високих температурах, перегріву робочих лопаток (наприклад, місцеві – через нерівномірні по радіусу поля температура). Високі вібрації можуть виникати в результаті

появи при експлуатації двигуна критичних (близьких до робочих) частот обертання, наприклад, внаслідок недостатньої стабільності рівня жорсткості опор. Виявлено які сили та моменти діють на диск, від чого залежить руйнування дисків та які заходи застосовують для збільшення надійності дисків, а отже і збільшенню ресурсу двигуна. З урахуванням усіх факторів, було запропоновано сучасний спосіб виготовлення дисків ГТД шляхом біметалічних з'єднань. Дана технологія має назву «Бліск», яка дозволяє вирішити проблему надійності дисків.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Белоусов, А.И., Биргер И. А. Прочностная надежность деталей турбомашин / А.И. Белоусов, И.А. Биргер. – Куйбышев: Ку-АИ, 1983. – 75с.
2. Масыгин В. И. Конструкция та міцність авіаційних двигунів : курс лекцій / В. И. Масыгин, В. В. Самулєв, Н. М. Отрешко. – Х. : ХУПС, 2014. – 464 с.
3. Скубачевский, Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей: Учебник для студентов авиационных вузов / Г.С. Скубачевский. – М.: Машиностроение, 1974. – 520 с.
4. Расчет термонапряжений и прочности роторов и корпусов турбин / К.В. Фролов, Ю.Л. Израилев, Н.А. Махутов и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 239с.:
5. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай, М.Н. Бодунов, В.В. Жуйков, А.В. Щукин. – М.: Машиностроение, 1985. – 216 с.
6. Косточкин, В.В. Надежность авиационных двигателей и силовых установок: Учебник для студентов / В.В. Косточкин. – М.: Машиностроение, 1976. – 248с.
7. Акимов, В.М. Основы надежности газотурбинных двигателей: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / В.М. Акимов. – М.: Машиностроение, 1981. – 207 с.
8. Шулов, В.А. Модификация поверхности деталей из жаропрочных сталей сильноточными импульсными электронными пучками. / В.А. Шулов, А.Г. Пайкин, А.Б. Белов // Физика и химия обработки материалов. – 2005. – № 2. – С. 61-70.
9. Каблов, Е.Н. Жаростойкие и теплозащитные покрытия для лопаток турбины высокого давления перспективных ГТД [Электронный ресурс]. ВИАМ. – 2012.
10. Дарчинов Э.Н. Специфика входного контроля и вопросы его стандартизации / Э.Н. Дарчинов // Стандарты и качество. – 1973. – № 8. – С. 24-26.
11. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки компрессора и вентил-тора: моногр. Часть 1 / А. В. Богуслаев и др. – Запорожье, изд. ОАО “Мотор Сич”, 2003. – 396 с.
12. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки турбины: моногр. Часть 2 / А.В. Богуслаев, Ф.М. Муравченко, П.Д. Жеманюк, В.К. Яценко, А.Я. Качан, Э.И. Цивирко, С.Б. Беликов, М.Р. Орлов, В.Е. Замковой, В.Ф. Мозговой, О.В. Рубель. – Запорожье, изд. ОАО “Мотор Сич”, 2003. – 420 с.
13. Прогрессивные технологии моделирования, оптимизации и интеллектуальной автоматизации этапов жизненного цикла авиационных двигателей: моногр. / А.В. Богуслаев, А.А. Олейник, А.А. Олейник, Д.В. Павленко, С.А. Суботин; под ред. Д.В. Павленко, С.А. Суботина. – Запорожье: ОАО “Мотор-Сич”, 2009. – 468 с.
14. Кишалов А.Е., Кудоярова В.М., Маркина К.В., Игнатъев О.И. Анализ нагрузок, действующих на элементы конструкции ГТД // Молодой учёный. 2012. № 11 (46). С. 52-60.

Received (Надійшла) 27.07.2021

Accepted for publication (Прийнята до друку) 25.08.2021

Determination of factors decreasing indicators of reliability of disks of a gas-tube engine and development of measures to increase them

Valeriy Masyagin, Alina Hryhorenko, Katya Konokh, Oleksandra Khakhalkina

Abstract. In this article, special attention is paid to identifying the main factors that affect the reliability of the disks of the gas turbine engine. Determining that dangerous drive control can occur when the engine is running in different flight modes. The disks are under the influence of inertial centrifugal forces arising from the rotation of the mass of the blades and the own mass of the disks. These forces cause tensile stresses in the disks. Uneven heating of the turbine blades causes temperature stresses that can cause both stretching and compression of the disk elements. In addition to tensile and compressive stresses, torsional and bending stresses may occur in the disks. Torsional stresses occur when the discs transmit torque. Of these voltages, the most significant are the voltages from the centrifugal forces of the mass of the disk and the scapula, as well as temperature (in the case of uneven heating of the disk). The bending stresses depend on the thickness of the disk and the method of connecting the disks with each other and with the shaft and can be significant only in thin disks. Torsional stresses are usually small and in most cases are not taken into account in the calculations. From the obtained data we can say that for models of a particular disk are formed boundary conditions for calculations of the stress state of the disk. Disks made in violation of the technological process, as a result of prolonged operation at high temperatures, lose their ductility, which can lead to their tiny control, even in comparison with a small amount of increased static voltage. For the results of the calculation of future graphics, the voltage on the radio will change. and strength reserves. To increase the reliability of the disk, you can use various methods, such as the method of creating a disk for the technology of bimetallic connection to the disk. This technology can increase the duration of the team by 2-3 times, which will increase the service life.

Keywords: gas turbine engine, reliability parameters, strength, resource, stresses, turbine disk.