

В.Г. Баженов

**РОЗГІННІ СТЕНДИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ РОТОРІВ АВІАЦІЙНИХ
ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ НА МАЛОЦИКЛОВУ ВТОМЛЕНІСТЬ**

Стаття присвячена аналізу конструкційних особливостей сучасного розгінного стенда та вказані можливості зниження витрат потужності, підвищення надійності стенда при тривалих дослідженнях на малоциклову втомленість. В ній розглянуті принципи створення стендів нового покоління.

Підвищення надійності і довговічності авіаційної техніки забезпечує безпечність польоту, скорочує витрати виготовлення, ремонту та обслуговування літаків. Газотурбінні двигуни займають монополічне становище, як двигуни літаків і вертольотів.

Основним елементом двигуна, який обмежує його ресурс, є ротор компресора та турбіни. Висока навантаженість дисків роторів, складна конструкція та умови експлуатації, катастрофічні післядіяння руйнування дисків привели до того, що задача забезпечення міцності та довговічності дисків переросла в самостійну галузь науки міцності конструкції. Ресурс дисків роторів обмежується небезпечністю руйнування від малоциклової втомленості, яке починається в зонах концентрації напружень [1]. Сучасний рівень проектування, виготовлення та експлуатації авіаційних двигунів потребує застосування таких розрахункових та експериментальних методів, які базувались би на знанні закономірностей пружно-пластичного деформування і руйнування матеріалів та елементів конструкцій при складному навантаженні з обліком конструктивних особливостей, технології виготовлення та умов експлуатації.

Актуальність вирішення цієї задачі зростає у зв'язку з створенням нового покоління двигунів, ресурс яких повинен сягати 20000 годин, а в подальшому – зрівнятися з ресурсом планера.

Вирішення цієї дуже важливої задачі неможливо здійснити без стендових досліджень, які дозволяють не тільки досліджувати закономірності деформування, накопичення пошкоджень, руйнування, а й проводити сертифікаційні випробування, прискорені випробування, які дозволяють прогнозувати ресурс двигунів: оцінювати вироблення ресурсу в експлуатації.

В ЖІТІ почали стендові випробування з 1964 року на кафедрі технічної механіки. Накопичений великий досвід (більше 30 років) створювання сучасних стендів та їх експлуатації. Були розроблені методики випробувань, принципи проектування та виготовлення спеціальних розгінних стендів, створений цілий комплекс стендів різного призначення, в тому числі й стенд з найбільшою в нашій державі і у світі камерою випробувань (діаметр у просвіті дорівнює $D = 3500$ мм) [2, 3, 4, 5]. Були проведені дослідження роторів компресорів, турбін на малоциклову тривалість для Запорізької фірми ЗМКБ "Прогрес", двигунів AI-24, AI-25, Д-36, Д-136, Д-18Т (літаків "Руслан", "Мрія"), двигунів американської фірми "Textron Lycoming", Південно-Корейської фірми "Samsung", двигунів російських фірм "Салют", "Союз" та інших [6–10]. Більше 20 років приймали участь у Всесоюзній програмі "Підвищення надійності авіаційних двигунів".

Сучасний розгінний стенд для випробувань елементів роторів на малоциклову міцність – це складна споруда, яка включає в себе цілий ряд складних систем:

1. Система привода.
2. Система контролю та регулювання температур.
3. Система вимірювання деформацій при циклічному навантаженні.
4. Система контролю та вимірювання вібрацій.
5. Вакуумна система.
6. Різні системи захисту.
7. Система програмованого розгону диска за заданим циклом з комп'ютерним керуванням.
8. Маслосистема.
9. Система нагрівання та охолодження елементів роторів.

Якщо раніше для проведення разових розгінних випробувань або випробувань довготривалих при постійній швидкості обертання розгінні стенди були відносно прості [11–15], то для циклічних випробувань елементів роторів згідно заданої програми навантаження такі установки були не придатні і потрібні були нові підходи та вимоги до створюваних стендів. Сучасні розгінні стенди – складні споруди, які насичені системами електроніки, автоматички, для керу-

вання яких використовуються комп'ютери. При проектуванні таких стендів необхідно задовольнити наступні вимоги:

1. Використовувати як привод тільки електричну машину постійного струму достатньої потужності, що дасть можливість мати швидкість навантаження при обертанні, близьку до експлуатаційної, задовольнити широкий діапазон регулювання швидкості розгону.
 2. Забезпечити стенд комплексом змінюваних опорних вузлів, мультиплікаторів на різний діапазон швидкостей обертання, камер випробувань різних конструкцій, розмірів, призначень та інш. взаємозамінних елементів, що дозволяє швидко приготувати до випробувань чергову конструкцію елемента ротора.
 3. Необхідно мати спеціальну оснастку, яка дає можливість закріплювати диски різних розмірів та конфігурацій на валу опорного вузла без стиснення деформування при випробуваннях та відтворити взаємодію деталей у роторі.
 4. Створення заданого температурного поля досліджуваного об'єкта.
 5. Надійне функціонування всіх систем при тривалих циклічних випробуваннях, зручність та безпечність експлуатації.
 6. Надійний захист обслуговуючого персоналу та обладнання при руйнуванні досліджуваних об'єктів.
 7. Забезпечення кусків зруйнованого ротора від повторного руйнування.
 8. Забезпечення мінімуму деталей, які пошкоджуються при руйнуванні ротора.
 9. Мінімум потужності для роботи стенда.
 10. Простота та зручність монтажу та демонтажу дисків та елементів роторів на опорних вузлах розгонного стенда.
 11. Надійні системи, які забезпечують потрібну точність контролю та регулювання робочих параметрів стенда та реєстрацію деформацій, температури, вібрацій тощо.
 12. Демпфірування вібрацій на опорному вузлі розгінного стенда.
- У лабораторії стендових випробувань кафедри технічної механіки були створені стенди нового покоління [3], які не тільки відповідали вищезазначеним вимогам, а мали ще принципові особливості:

1. Висока надійність всіх систем та елементів стенда.
2. Простота управління як в ручному, так і в автоматичному режимах з використанням комп'ютера.
3. Роз'єднання стенда на окремі добре налагоджені системи та уніфіковані швидко замінні вузли-модулі (модуль-опорний вузол, модуль-мультиплікатор, модуль-камера, модуль-привод, двигун тощо.).
4. Універсальність камери, яка виконує одноразово декілька функцій: є основою для кріплення опорних вузлів та мультиплікаторів; поєднує в собі розгінну камеру, вакуумну камеру, нагрівну камеру та й ще захищає обладнання від кусків ротора, який розірвався, і куски ротора від повторних руйнувань.
5. Простота, зручність та безпека в управлінні.
6. Спрощення системи змащування опорних вузлів, мультиплікаторів та систем вакуумування камер випробувань.
7. Взаємозамінність модулів у стендах різного призначення.
8. Використання високошвидкісних приводних двигунів.

Основою стенда, що визначає його призначення і спосіб розташування та кріплення випробовуваного об'єкта, стала уніфікована стальна циліндрична камера [2, 3]. Потужність привода повинна бути достатньою для того, щоб забезпечити необхідну швидкість підвищення та зниження частоти обертання випробовуваного об'єкта до заданого рівня при циклюванні або при розгоні за заданий час до обертів руйнування. Повинен бути запас потужності на покриття втрат від тривалого циклювання, вібрації тощо. Найкращим приводом для розгінних стендів треба визнати двигун постійного струму із змінними мультиплікаторами на різні діапазони швидкостей обертання. Такий привод економічний, зручний в експлуатації, добре керується, дозволяє проводити розгін дисків за закладеною в систему керування програмою циклювання, точно підтримувати оберти випробування в широкому діапазоні. Потужність привода залежить від умов випробувань (проводяться вони у вакуумі або при атмосферному тиску), від особливостей випробовуваної конструкції (з лопатками або без них), від демпфіруючої здібності конструкції опорного вузла та інших факторів. Потужність тертя диска об повітря можна буде визначити [16]:

1. Відповідно до формули Капіци:

$$N_{mp} = M_{mp}\omega .$$

(1)

$$M_{mp} = C_f \frac{S}{2} \omega^2 R^5.$$

2. Формула Стодола [17]:

$$N_m = \left[5,84R^2 + 1,66(\varepsilon - 1)Rl^{1,5} \right] \left(\frac{\omega}{100} \right)^3 \rho g. \quad (2)$$

Приймаємо ступінь парціальності $\varepsilon = 1$:

$$N_m = 5,84R^2 \frac{\omega^3}{10^6} \rho g. \quad (3)$$

3. За методом розрахунку гідрогальма [18]:

$$N_m = \frac{\pi^3}{75 \cdot 30} C_f \rho R^5 n^3 \rho g, \quad (4)$$

де M_{mp} – момент опорності;

ω – номінальна швидкість;

n – число обертів диска;

g – прискорення вільного падіння;

R – зовнішній радіус диска;

ρ – густина повітря.

При 20 °С та атмосферному тиску

$$\rho = 11,9 \frac{MH}{M^2}$$

C_f – коефіцієнт тертя для турбулентного потоку [19]:

$$C_f = 0,0728 \cdot R_e^4,$$

де R_e – критерій Рейнольдса

$$R_e = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{R^2 n}{\nu},$$

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря [19]:

$$\nu = 15,61 \cdot 10^{-6}.$$

Згідно з рекомендацією Александрова [18], треба результат розрахунку гідрогальма (4) помножити на коефіцієнт 1,9 обчислення впливу шорсткості дисків.

У таблиці 1 наведені розрахункові та експериментальні результати витрати потужності на обертання плоского диска діаметром 365 мм при однаковій швидкості обертання.

Таблиця 1

п, об/хв	За формулою 1, кВт	За формулою 2, кВт	За формулою 4, кВт	Експеримент
16000	18,1	13,7	22,8	31

Експериментальні дослідження проводились без камери на відкритому повітрі при кімнатній температурі. На рис. 1 наведені результати досліджень.

Суттєві розбіжності експериментальних та розрахункових даних вказує, що на витрату потужності великий вплив мають втрати на вібрацію. Для зменшення вібрацій підшипники опорного вузла ставимо в гумові обойми [3].

Потужність двигуна повинна бути достатньою для забезпечення підвищення частоти обертання за визначений час T , щоб відтворити режим зміни частоти обертання в умовах експлуатації.

Час розгону визначаємо за формулою [18]:

$$T = \frac{1,15 \cdot I \cdot \Omega}{\sqrt{M \cdot M_{mp}}} \cdot \lg \frac{\sqrt{M} + \sqrt{M_{mp}}}{\sqrt{M} - \sqrt{M_{mp}}}, \quad (5)$$

де I – момент інерції диска, який дорівнює $\frac{GR^2}{2g}$;

G – вага диска, кг;

R – зовнішній радіус диска;

g – прискорення вільного падіння;

M – максимальний момент двигуна, що дорівнює $\frac{N_{max}}{\omega}$;

N_{max} – максимальна потужність двигуна, кВт;

ω – швидкість, відповідна N_{max} (1/сек);

Ω – задана швидкість випробувань диска (1/сек);

$M_{тр}$ – момент опорності диска при заданій швидкості випробувань.

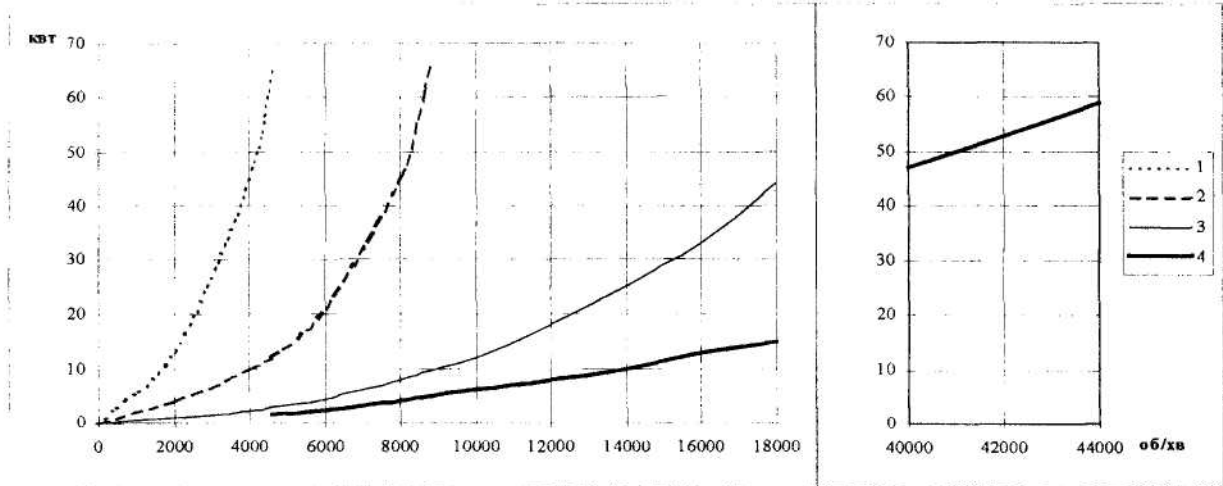


Рис. 1. Крива 1 – витрата потужності на обертання диска турбіни діаметром 410 мм з лопатками довжиною 85 мм. Крива 2 – на обертання того диска без лопаток, крива 3 – плоского диска діаметром 365 мм, 4 – диска турбіни діаметром 160 мм з лопатками довжиною 25 мм

Так, наприклад, циклограма одного з об'єктів випробувань була такою: $n_1 = 1500$ об/хв, підвищення обертів до $n_2 = 27000$ об/хв. за 1 хв. витримки при максимальних і мінімальних дорівнює 30 сек, зниження швидкості з n_2 до $n_1 - 1$ хв, таким чином, повний цикл дорівнює 3 хв. [2, 3].

Цикли випробувань були еквівалентні експлуатаційним циклам [20] за накопиченням пошкоджень. Число циклів при випробуванні одного об'єкта може сягати 90000. Тривалість такого іспиту сягає півроку і більше. Максимальна швидкість деяких об'єктів сягає $n = 60000$ об./хв.

Тривалий досвід (більше 30 років) створювання та експлуатації таких розгінних стендів на кафедрі технічної механіки ЖІТІ в лабораторії стендових досліджень показав їх високу надійність, економічність, зручність в обслуговуванні, безпеку, універсальність, яка дає можливість кріпити ротор як на двох опорах, так і консольно на валу опорного вузла як в вертикальному, так і в горизонтальному стані ротора, що досліджується; проводити дослідження в широкому діапазоні регулюючих швидкостей обертання, у вакуумі (остаточний тиск 3–5 мм. рт. ст.) або в різних середовищах при заданих температурних режимах і циклограмах навантаження.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Кузнецов Н.Д. Прогнозирование прочности ГТД большого ресурса // Проблемы прочности, 1976. – № 5. – С. 18–21.
2. Баженов В.Г., Балюк А.Д. Комплекс установок с программным управлением для исследования реальных быстровращающихся конструкций при малоцикловом нагружении. В кн. Малоцикловая усталость конструкций. Тезисы докл. III всесоюзного симпозиума. – Паланга, 1979. – С. 39–41.
3. Баженов В.Г., Тростенюк Ю.И., Захаров В.К. Универсальный разгонный стенд для повторно-статических испытаний крупногабаритных элементов роторов // Проблемы прочности, 1983. – № 9. – С. 18–23.
4. Козлов И.А., Баженов В.Г. Предельная несущая способность элементов турбомашин. – К.: Наукова думка, 1968. – 168 с.

5. Горноста́й В.И., Баженов В.Г., Тонюк Н.И. Разгонный стенд для испытания вращающихся элементов турбомашин // Проблемы прочности, 1973. – № 10. – С. 100–103.
6. Балюк А.Д., Баженов В.Г., Гонтаровский В.П. и др. Исследование напряженно-деформированного состояния и малоциклового прочностного диска компрессора газотурбинного двигателя. В кн. Научные основы и методы повышения надежности и долговечности газотурбинных двигателей. – К.: Наукова думка, 1979. – С. 49–54.
7. Баженов В.Г., Балюк А.Д., Резник Б.Г., Гонтаровский В.П. Исследование несущей способности рабочих колес компрессоров авиационных ГТД при малоцикловом нагружении в условиях нормальной и повышенных температур // Проблемы прочности, 1981. – № 11. – С. 45–48.
8. Баженов В.Г., Тростенюк Ю.И. и др. Исследование напряженно-деформированного состояния ротора турбовентилятора АГТД методом конечных элементов // Проблемы прочности, 1983. – № 2. – С. 94–97.
9. Баженов В.Г., Тростенюк Ю.И., Кривошей А.Я. Исследование напряженно-деформированного состояния диска турбовентилятора газотурбинного двигателя (ГТД). Надежность и долговечность машин и сооружений // Надежность и долговечность, 1985. – № 7. – С. 100–104.
10. Баженов В.Г., Тростенюк Ю.И. Применение методов конечных элементов для исследования напряженно-деформированного состояния роторов ГТД // Проблемы прочности, 1988. – № 5. – С. 21–25.
11. Козлов И.А., Баженов В.Г. Стенд для испытания вращающихся дисков турбомашин. – К.: Машиностроение, 1964. – № 1. – С. 25–28.
12. Рабинович В.П., Мединов Г.Н. Установка УРД-300 для прочностных испытаний моделей дисков 250–300 мм // Труды ЦНИИМАШ, 1962. – № 12. – С. 36–38.
13. Рабинович В.П., Кабелевский М.Г. и др. Разгонный стенд ВРД-1500 для прочностных исследований натуральных турбинных дисков // Проблемы прочности, 1970. – № 12. – С. 100–103.
14. Демьянушко И.В., Суржин В.С. Проблемы автоматизированных циклических испытаний дисков и роторов на разгонных стендах // Проблемы прочности, 1981. – № 7. – С. 110–115.
15. Рабинович В.П., Васильченко Г.С. Английские и американские разгонные установки для испытаний турбинных дисков // Энергомашиностроение, 1959. – № 3. – С. 37–42.
16. Капица П.Л. Устойчивость и переход через критические обороты быстровращающихся роторов при наличии трения // ЖТФ, 1939. – Т. IX. – № 2. – С. 119–123.
17. Жирицкий Г.С. Авиационные газовые турбины. – М.: Оборонгиз, 1970. – 365 с.
18. Александров В.Л. Техническая гидромеханика. – М.: Гостехиздат. – 385 с.
19. Справочник машиностроителя. Т. 3. – М.: Машиностроение, 1970. – С. 740.
20. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1976. – 210 с.

БАЖЕНОВ Владимир Григорович – кандидат технічних наук, професор кафедри технічної механіки Житомирського інженерно-технологічного інституту.

Наукові інтереси:

– надійність і довговічність роторів авіаційних газотурбінних двигунів при малоцикловому навантаженні.