

УДК 534.1

Т.В. Доник, студ.

НАПРУЖЕНИЙ СТАН ЛОПАТКИ ВІД ІНЕРЦІЙНИХ СИЛ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ОБЕРТАННІ

Визначено напружений стан робочої лопатки від дії інерційних сил, які виникають при обертанні, методом скінченних елементів. Розглянуто вплив тріщини на напружений стан лопатки.

The problem about definition of an intense condition of the worker vane from action of inertial forces which arise at rotation, is considered by a method of final elements. Influence of a crack on an intense condition vane is investigated.

Актуальність проблеми

Робоча лопатка турбіни зазнає складного напруженого стану, в ній виникають розтягання, згинання, термічні напруження, згинальні та колові коливання.

Лопатка зазнає дії газодинамічних сил, інерційних сил від обертання та температурного поля.

Напруження в робочих лопатках обумовлені обертанням ротора більше напружень, які виникають від дії газодинамічних сил. У цій роботі розглядається питання про визначення напружень, які виникають під час обертання ротора турбіни.

Постановка проблеми

Методом скінченних елементів (МСЕ) [1] визначено напружений стан робочої лопатки змінного поперечного перерезу від дії інерційних сил, які виникають під час обертання. Досліджено також вплив наявності тріщини на розподіл напружень. Поперечні перерізи лопатки та геометричні дані лопатки показано на рис. 1 і табл. 1.

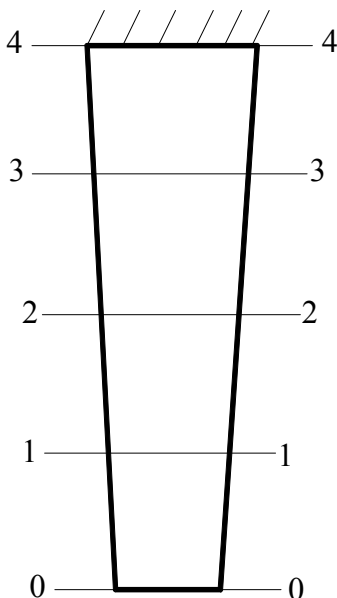


Рис. 1. Перерізи в робочій лопатці

Результати визначення напруженого стану робочої лопатки наведено в працях [2–9].

Мета – отримати розподіл напружень в різних перерізах для робочої лопатки від дії інерційних сил, які виникають під час обертання. У цьому випадку лопатку розглядають як пружне тривимірне тіло.

Таблиця 1

Геометричні дані лопатки

Параметр	Переріз		
	4–4	2–2	0–0
Ширина, мм	43	42	28
Товщина, мм	5,58	3,24	2,05
Площа, мм ²	90,52	66,024	41,96

Інерційні сили від обертання

Якщо обертання матеріальної точки рівномірне, кутова швидкість залишається незмінною. У такому випадку дотичне прискорення

$$w_{\tau} = 0,$$

нормальне прискорення

$$w_n = \omega^2 r,$$

де ω – кутова швидкість, 1/с;

r – відстань точки від осі обертання.

Сила інерції P_N дорівнює добутку маси точки на прискорення

$$P_N = -m\omega^2 r,$$

де m – маса матеріальної точки.

Ця сила є центробіжною. Щодо випадку лопатки, повна центробіжна сила, яка розтягає переріз лопатки z , дорівнюватиме [4]:

$$P_N = \rho\omega^2 \int_z^{r_2} A(z_1)z_1 dz_1, \quad (1)$$

де ρ – щільність матеріалу лопатки;

r_2 – зовнішній радіус лопатки;

z – відстань від осі обертання до перерізу, в якому визначається сила інерції;

$A(z_1)$ – площа перерізу лопатки на відстані z_1 від осі обертання.

Повна центробіжна сила P_N , визначається за формулою (1) МСЕ.

Далі від цієї центробіжної сили також за допомогою МСЕ було визначено напруження в точках лопатки, як показано на рис. 2.

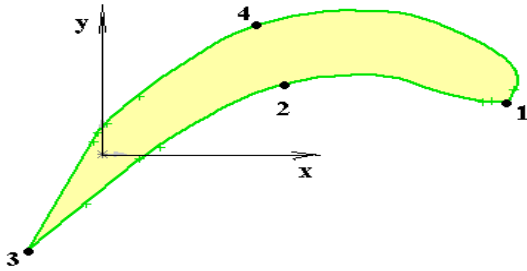


Рис. 2. Поперечний переріз лопатки з розглянутими точками
Результати розрахунків наведено в табл. 2–4. На кожному перерізі розглядаємо напруження в точках, які зображені на рис. 2.

Таблиця 2

Еквівалентні напруження за четвертою теорією, МПа

Номер точки	Поперечний переріз				
	0–0	1–1	2–2	3–3	4–4
1	0,515	60,5	103,2	138	259,3
2	0,56	67,5	116,8	161,5	125,8
3	7,2	46,2	63,4	73,2	196,5
4	0,63	75,5	138	196,15	251,25

Таблиця 3

Нормальні напруження σ , МПа

Номер точки	Поперечний переріз				
	0–0	1–1	2–2	3–3	4–4
Напруження σ_z					
1	0,074	60,5	103,1	138	307,3
2	-0,005	67,5	117	160,7	169,5
3	0,52	45,75	62,8	72,4	225,25
4	0,035	75,6	138,03	196,04	335,45
Напруження σ_x					
1	-0,145	0,05	0,013	0,086	92,6
2	-0,31	0,004	0,28	-1,43	67,3
3	0,58	0,23	0,3	0,29	87,6
4	0,3	0,27	0,2	-0,07	130,5
Напруження σ_y					
1	0,1	0,0545	0,016	0,13	94,5
2	0,088	0,035	0,165	-0,055	64,5
3	-3,5	0,27	0,5	0,5	87,6
4	0,17	0,0565	0,08	0,05	130,5

Таблиця 4

Дотичні напруження τ_{xz} , МПа

Номер точки	Поперечний переріз				
	0–0	1–1	2–2	3–3	4–4
1	-0,08	0,38	1,1	0,407	55,3
2	-0,22	-0,5	-0,27	0,23	8,7
3	1,87	-2,61	-3,62	-4,2	-45,3
4	0,17	0,8	0,63	-0,22	-28,5

Зміну напружень по товщині лопатки (для зовнішньої і внутрішньої сторін) для перерізів 1–1, 2–2, 3–3, 4–4, що відповідає діаграмам 1, 2, 3, 4 показано на рис. 3.

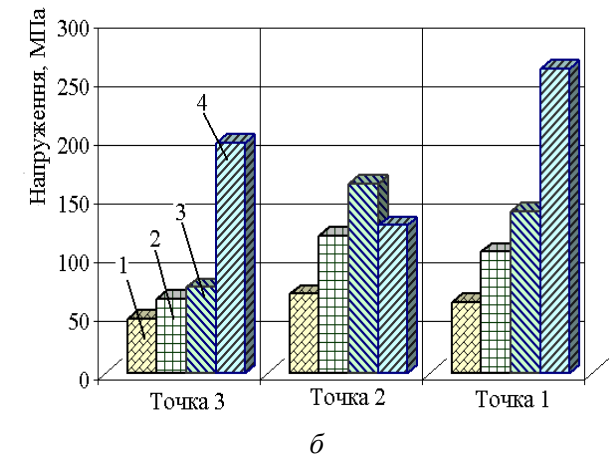
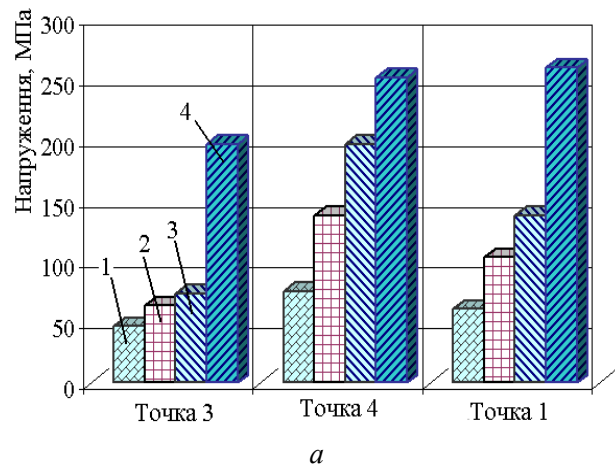


Рис. 3. Напруження для зовнішньої (а), внутрішньої (б) сторін лопатки

Діаграми еквівалентних напружень за четвертою теорією міцності для кожної точки по всій довжині лопатки, які були отримані в результаті дослідження, показано на рис. 4.

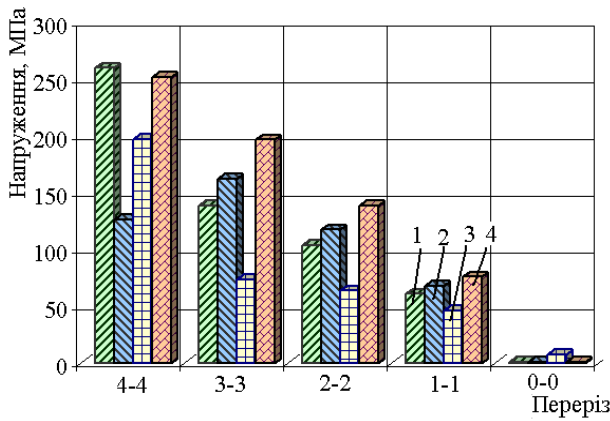


Рис. 4. Напруження по довжині лопатки для кожної точки:

- 1 – еюра для точки 1;
- 2 – еюра для точки 2;
- 3 – еюра для точки 3;
- 4 – еюра для точки 4

Після довгого використання в лопатці можуть виникнути втомлювальні тріщини. Розглянемо вплив тріщини на напружений стан лопатки. У нашому випадку лопатка має тріщину в перерізі 4-4 завдовжки 5 і 10 мм (рис. 5).

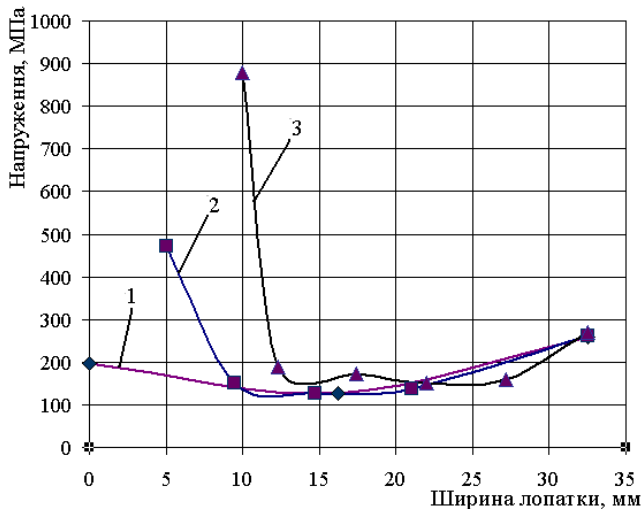


Рис. 5. Еюра напружень в перерізі 4-4 без тріщини (1); з тріщинами завдовжки 5 мм (2); 10 мм (3)

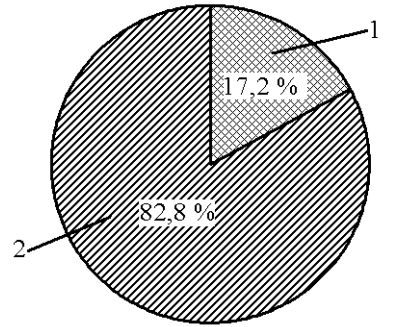
Було розглянуто задачу про визначення напруженого стану лопатки від дії газодинамічних сил [5]. У результаті було отримано такі еквівалентні напруження (переріз 4-4):

- у точці 1 – 53,73 МПа;
- у точці 2 – 8,07 МПа;
- у точці 3 – 67,1 МПа;
- у точці 4 – 41,96 МПа.

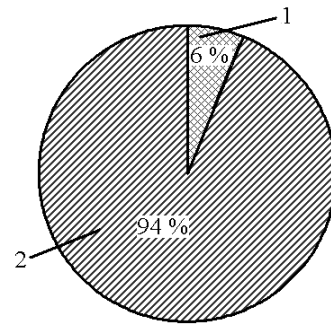
Проаналізуємо внесок газодинамічних та інерційних сил на розподіл еквівалентних напружень в різних точках лопатки.

На рис. 6 подано колівні діаграми, на яких показано внесок у відсотках газодинамічних та інерційних сил в точках 1, 2, 3, 4 перерізу 4-4.

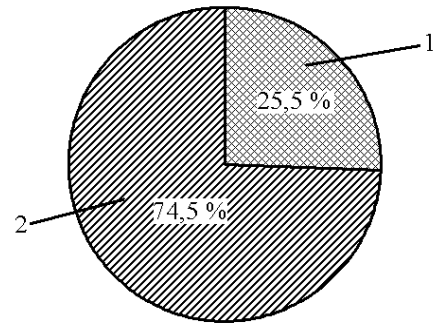
На рис. 6 сектор 1 відповідає напруженням від газодинамічних сил, а сектор 2 – від інерційних сил.



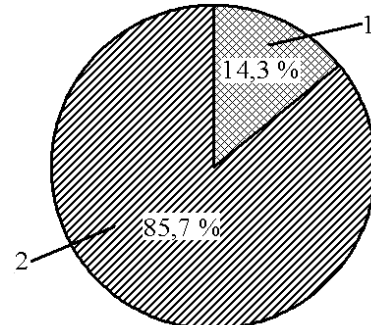
а



б



в



г

Рис. 6. Розподіл напружень у точках 1 (а), 2 (б), 3 (в), 4 (г) перерізу 4-4

Висновки

У результаті розв'язання цієї задачі про визначення напруженого стану лопатки від дії інерційних сил, які виникають під час обертання, за допомогою МСЕ було знайдено напруження в різних точках та перерізах лопатки.

Із табл. 3 видно, що в перерізі 4-4 лопатка має найбільші напруження. Тобто це місце найбільш небезпечно, тому має і більшу площу, і більшу ширину. Таким чином, міцність лопатки визначається напруженим станом в кореновому перерізі 4-4. А саме в цьому місці найбільш вірогідне утворення втомлювальних тріщин. Напруження σ_x , σ_y і τ_{xz} менші, ніж напруження σ_z та еквівалентні напруження.

На рис. 3 дуже добре показано як змінюється напруження в різних точках лопатки по висоті. Тобто найбільші напруження для кожної точки будуть знаходитися на перерізі 4-4.

Із діаграм видно, що еквівалентні напруження на зовнішній стороні лопатки більші, ніж на внутрішній.

Після введення в кореневий переріз лопатки тріщини було встановлено, що напруження стрімко зросли у вершині тріщини (рис. 5).

У подальшому передбачається визначити температурні напруження в робочій лопатці.

Отримані результати можуть бути використані для розрахунків під час перевірки на міцність елементів газотурбінних установок.

Література

1. *Сегерлинд Л.* Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
2. *Динамика авиационных газотурбинных двигателей* / под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
3. *Жирицкий Г.С., Стрункин В.А.* Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1968. – 520 с.
4. *Костюк А.Г.* Динамика и прочность турбомашин. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.
5. *Манушин Э.А., Суворцев И.Г.* Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок / под ред. Н.Н. Малинина. – М.: Машиностроение, 1990. – 400 с.
6. *Скубачевский Г.С.* Авиационные газотурбинные двигатели: Конструкция и расчет деталей. – М.: Машиностроение, 1984. – 208 с.
7. *Калявин В.П., Рыбаков Л.М.* Методы и средства технической диагностики // Сб. науч. ст. – Йошкар-Ола: МарГУ. 2002. – Вып. 19. – С. 184.
8. *Зарицкий С.П.* Диагностика газоперекачивающих агрегатов: Учеб. пособие: Ч. 5. – М.: Изд-во «Нефть и газ» РГУ Нефти и газа, 2003. – 102 с.
9. *Заваркин В.П.* Оценка структурной повреждаемости материала лопаток турбин на основе использования модуля Юнга в качестве диагностического признака: автореф. дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Рыбинск: Рыбин. гос. авиационная технол. акад., 2004. – 16 с.

Стаття надійшла до редакції 11.06.08.