

Теорія і робочі процеси двигунів та енергоустановок

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА НАТІКАННЯ НА СТРУКТУРУ ТЕЧІЇ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА

Л. Г. Бойко, К. В. Рябчук, К. В. Фесенко

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Дослідження аеродинамічних характеристик ступенів осьового компресора є важливим етапом проєктування та оптимізації газотурбінних двигунів. Кут натікання потоку на лопатки робочого колеса суттєво впливає на структуру течії та ефективність роботи компресора в цілому.

У цій роботі представлено результати чисельного моделювання течії в робочому колесі осьового компресора на різних режимах його роботи. Аналіз проведено з використанням програмного комплексу ANSYS CFX, який забезпечує тривимірне моделювання в'язких турбулентних потоків

Спочатку в графічній системі Siemens NX створено 3D модель лопатки робочого колеса (РК) першого ступеня компресора високого тиску (КВТ) на основі результатів профілювання лопатки. Далі в програмному комплексі ANSYS побудовано геометричну модель розрахункової області, на яку накладено розрахункову сітку, після чого задані умови моделювання (граничні умови та властивості робочого тіла).

Робоче тіло – повітря, що підпорядковується рівнянню ідеального газу (*Fluid-Air Ideal Gas*), граничні умови розрахунку – *P-Total Inlet Mass Flow Outlet* (задано повний тиск і повну температуру на вхідній границі і витрату робочого тіла на вихідній границі розрахункової області). При аналізі течії на різних режимах роботи по масовій витраті деякі параметри граничних умов потребували змін, на кшталт компонент абсолютної швидкості на вході в РК C_a і C_u , які змінюються пропорційно витраті повітря (їх величини для різної масової витрати наведено в табл. 1). На різних режимах повні температура і тиск на вхідній границі залишаються незмінними.

Чисельний аналіз проведено для 11 значень витрат повітря G_p в діапазоні від 29.065 до 33.565 кг/с. При збільшенні витрати повітря більше, ніж на 10%, та зменшенні більше, ніж на 5% від розрахункового значення ($G_{p\ p} = 30.565$ кг/с) розрахунок не сходиться, починається осциляція параметрів.

В результаті розрахунку отримано основні параметри потоку в робочому колесі, деякі з них представлено в таблиці 1, а саме степінь підвищення тиску π_{pk}^* і ККД робочого колеса за параметрами загальмованого потоку η_{pk}^* , а також кут натікання потоку і та кут повороту потоку в робочому колесі $\Delta\beta$ на середньому радіусі.

Кут натікання розраховано за формулою $i = \beta_{r1} - \beta_1$, де β_{r1} – геометричний кут лопатки на вході в РК на середньому радіусі, а β_1 – осереднений по масовій витраті кут потоку на вході в РК. Кут повороту потоку в робочому колесі $\Delta\beta$



розраховано за формулою $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$, де β_2 – осереднений по масовій витраті кут потоку на виході з РК.

Таблиця 1 – Результати розрахунку

	$G_{\text{п}}, \text{кг/с}$	$C_a, \text{м/с}$	$C_u, \text{м/с}$	$\eta_{\text{рк}}^*$	$\pi_{\text{рк}}^*$	$i, \text{град}$	$\Delta\beta, \text{град}$
1	33,565	198,6885	98,87756	0,669943	1,14745	-3,387	-3,387
2	32,815	194,2489	96,66817	0,896	1,28617	-2,529	-2,529
3	32,5	192,3843	95,74023	0,908263	1,30185	-2,037	-2,037
4	32,065	189,8093	94,45878	0,915329	1,31895	-1,258	-1,258
5	31,5	186,4647	92,79437	0,915762	1,33522	-0,228	-0,228
6	31	183,505	91,32145	0,914226	1,34653	0,635	0,635
7	30,565	180,93	90,04	0,909725	1,35463	1,316	1,316
8	30,2	178,7694	88,96476	0,908531	1,36118	1,784	1,784
9	29,815	176,4904	87,83061	0,91147	1,36807	2,188	2,188
10	29,44	174,2705	86,72592	0,913112	1,37118	2,660	2,660
11	29,065	172,0507	85,62122	0,910445	1,37278	3,381	3,381

Результати розрахунку також представлені на рисунку 1 у вигляді характеристики робочого колеса, тобто залежностей степені підвищення тиску $\pi_{\text{рк}}^*$ і ККД робочого колеса за параметрами загальмованого потоку $\eta_{\text{рк}}^*$ від масової витрати повітря $G_{\text{п}}$. Розрахунковому режиму робочого колеса відповідає витрата повітря $G_{\text{пр}} = 30,565 \text{ кг/с}$. В ході 3D розрахунку з'ясувалось, що максимальне значення ККД отримано для $G_{\text{п}} = 31,5 \text{ кг/с}$. При збільшенні витрати повітря ККД РК істотно падає.

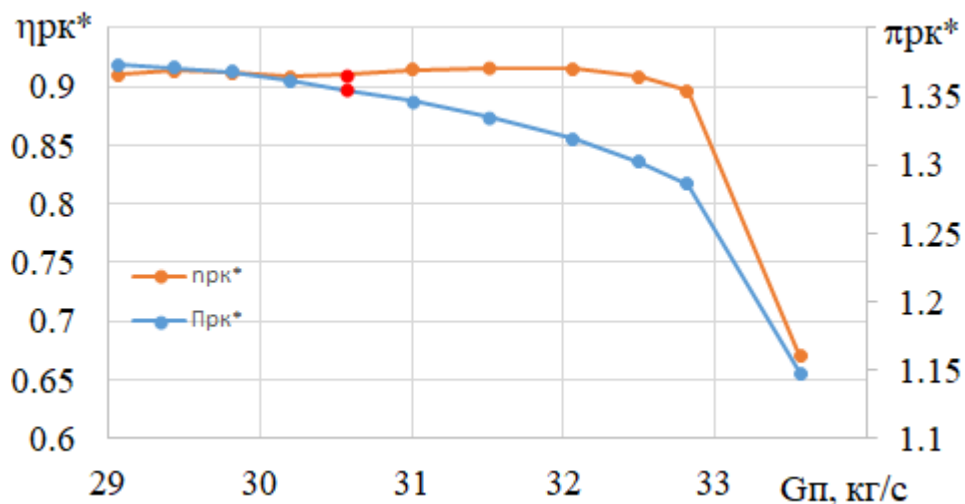


Рис. 1 – Характеристика робочого колеса

На рисунку 2 а) представлено розподіл векторів відносної швидкості на вході до робочого колеса. Можна побачити безвідривне обтікання лопатки, яке відповідає куту натікання $i = -0,53$ град. На рисунках 3 б) та в) видно відрив потоку з поверхонь тиску і розрідження лопатки відповідно, що пояснює зниження ККД на цих режимах. Відрив з поверхні тиску лопатки відбувається при $G_{\text{п}} = 33,565 \text{ кг/с}$, кут натікання тут $i = -3,387$ град. Відрив з поверхні розрідження лопатки РК отримано при $G_{\text{п}} = 29,065 \text{ кг/с}$, кут натікання $i = 3,861$ град.

Відрив потоку з поверхні розрідження лопатки є більш руйнівним для структури потоку в міжлопатковому каналі через те, що він відцентровими силами відтісняється від поверхні лопатки і активно взаємодіє з ядром потоку. Відрив із боку поверхні тиску притискається до поверхні лопатки відцентровими силами і там локалізується, викликаючи менші втрати енергії.

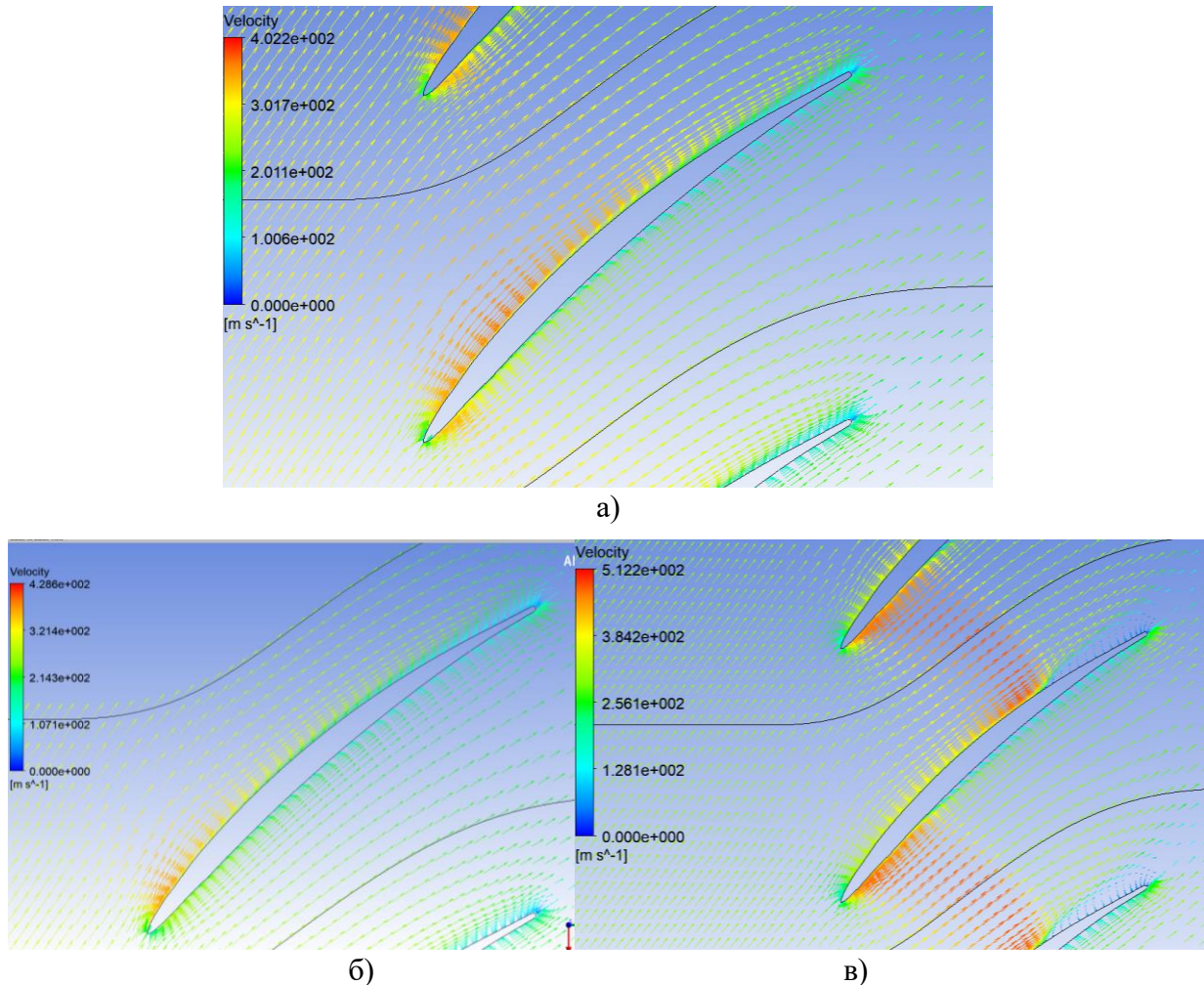


Рис. 2 – Вектори відносної швидкості потоку на вході в РК:
а) розрахунковий режим $G_n = 30,565$ кг/с; б) $G_n = 29,065$ кг/с; в) $G_n = 33,565$ кг/с

На рисунку 3 представлена характеристика робочого колеса осьового компресора у вигляді залежності кута повороту потоку $\Delta\beta$ від кута натікання i , яка була отримана на середньому радіусі лопатки.

Проведене дослідження впливу кута натікання на структуру течії в робочому колесі ступеня осьового компресора показало значну залежність аеродинамічних характеристик від режиму роботи. Встановлено існування оптимального діапазону витрат повітря (30,5-32,1 кг/с), при якому забезпечується максимальний ККД робочого колеса завдяки формуванню безвідривної течії вздовж профілю лопатки. Відхилення від цього діапазону супроводжується зміною кута натікання, що призводить до утворення відривних зон на поверхні лопатки – зі сторони тиску при збільшеній витраті та зі сторони розрідження при зменшеній. Критичним є збільшення витрати повітря понад 32.8 кг/с, що викликає різке падіння ККД та степені підвищення тиску через формування розвинених



турбулентних зон. Результати дослідження підтверджують необхідність врахування зміни кута натікання при проєктуванні лопаткових вінців з метою розширення діапазону стійкої роботи компресора та підвищення його ефективності на нерозрахункових режимах.

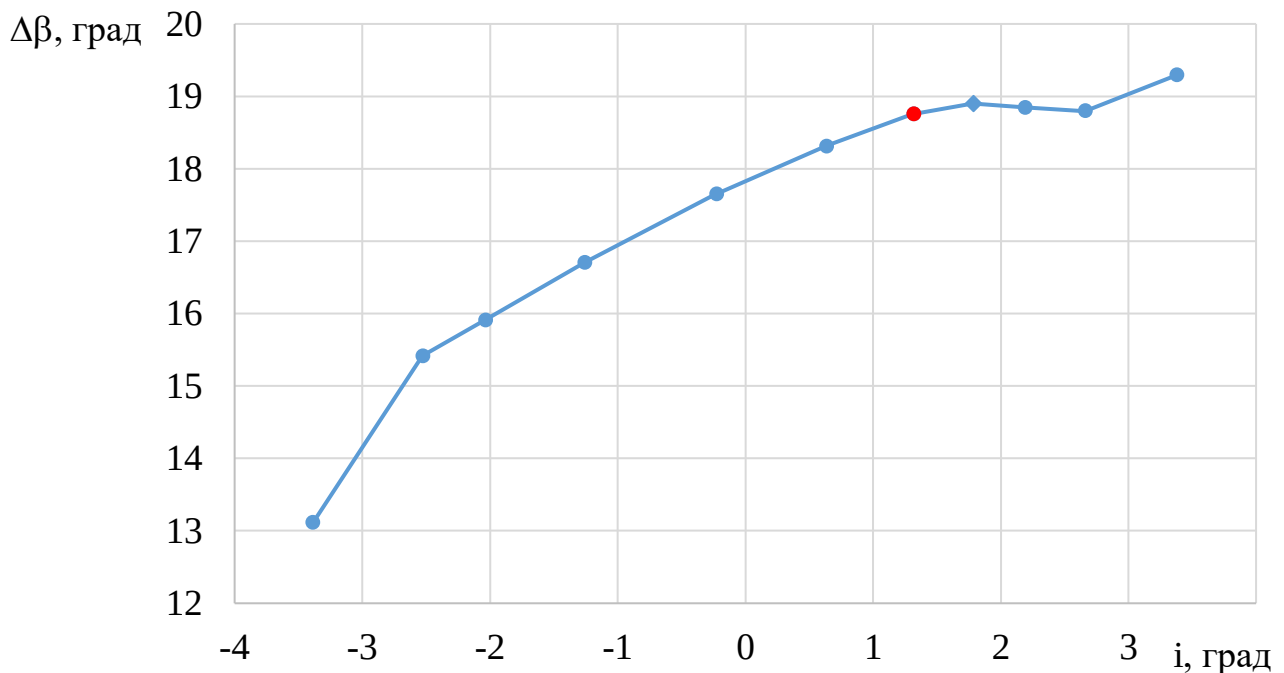


Рис. 3 – Залежність кута повороту потоку $\Delta\beta$ від кута натікання i

ДОСЛІДЖЕННЯ РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА

С. А. Бойко, Л. Г. Бойко, К. В. Фесенко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

У всіх турбомашинах існує радіальний зазор між обертовими лопатками робочих коліс (РК) та нерухомим корпусом. Цей зазор потрібен для уникнення контакту ротора зі статором під час роботи турбомашини. Величина радіального зазору компресора обирається з урахуванням радіальної деформації лопаток РК під дією газових і відцентрових навантажень.

Перетікання потоку на кінці лопатки РК виникає через різницю тисків повітря на поверхнях тиску і розрідження лопатки (рис. 1). Ця течія на поверхні розрідження лопатки взаємодіє з основним потоком робочого тіла, внаслідок чого формується вихор. Цей вихор знаходиться поблизу вторинного вихору на периферії, активно взаємодіє з ним, що призводить до збільшення втрат.

Тобто перетікання в радіальному зазорі зменшує корисну роботу, яку виконує ступінь компресора, оскільки зменшується кут повороту потоку біля зазору, а також призводить до зниження ефективності роботи РК. Основні причини цього наступні: потік, що перетікає, втрачає енергію (зростає його ентропія) через в'язкі ефекти та перемішування при проходженні через зазор. Далі, коли цей