

*Представлено порівняльну оцінку напірних характеристик і рівня втрат повного тиску дозвукових робочих коліс осевого компресора з однорядними і еквівалентними дворядними лопатковими вінцями. Отримано аероакустичні характеристики дозвукових дворядних робочих коліс. Рівень звукового тиску дозвукових дворядних робочих коліс нижче, ніж рівень звукового тиску однорядних робочих коліс на 0,5...3,2 дБ при густоті лопаткових вінців на середньому радіусі 1...2,5*

*Ключові слова: аероакустичні характеристики, дворядне робоче колесо, напірність, втрати повного тиску*

*Представлена сравнительная оценка напорных характеристик и уровня потерь полного давления дозвуковых рабочих колес осевого компрессора с однорядными и эквивалентными двухрядными лопаточными венцами. Получены аэроакустические характеристики дозвуковых двухрядных рабочих колес. Уровень звукового давления дозвуковых двухрядных рабочих колес ниже, чем уровень звукового давления однорядных рабочих колес на 0,5...3,2 дБ при густоте лопаточных венцов на среднем радиусе 1...2,5*

*Ключевые слова: аэроакустические характеристики, двухрядное рабочее колесо, напорность, потери полного давления*

# ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОАКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВОРЯДНИХ РОБОЧИХ КОЛІС ОСЕВОГО КОМПРЕСОРА

**К. В. Дорошенко**  
Кандидат технічних наук\*

E-mail: Kiki\_ua@ukr.net

**Ю. М. Терещенко**

Доктор технічних наук, професор\*

E-mail: Terj@nau.edu.ua

**І. О. Ластівка**

Доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри\*\*

E-mail: lola@nau.edu.ua

**І. П. Кудзінівська**

Кандидат технічних наук, доцент\*\*

E-mail: kudzinovskaya@ukr.net

\*Кафедра авіаційних двигунів\*\*\*

\*\*Кафедра вищої математики\*\*\*

\*\*\*Національний авіаційний університет

пр. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, Україна, 03058

## 1. Вступ

Осові компресори знайшли широке використання в газотурбінних двигунах. Сучасні конкурентоспроможні двигуни повинні мати високонапірні і малозумні компресори з низьким рівнем втрат (високим коефіцієнтом корисної дії). Але це суперечливі вимоги. При розробці лопаткових вінців компресорів конструктори вимушені йти на компроміс.

Зростання ступеня підвищення тиску забезпечується за рахунок збільшення частоти обертання ротора, підвищення аеродинамічної навантаженості ступенів, а також за рахунок збільшення кількості ступенів. Проте збільшення кількості ступенів призводить до збільшення габаритно-масових характеристик двигуна. Лопаткові вінці з управлінням течією мають покращені аеродинамічні характеристики. Перспективним способом підвищення аеродинамічної навантаженості ступенів є використання дворядних лопаткових вінців [1].

Елементи осевого компресора є одним із головних джерел акустичної емісії двигуна. З метою зменшення дискретних складових шуму застосовують звукопоглинальні конструкції, які призводять до збільшення масових характеристик двигуна. Також застосовується спеціальне профілювання лопаток компресора. Але за-

стосування існуючих методів зниження шуму недостатньо ефективне для забезпечення двигунів перспективних літальних апаратів. Тому дослідження, направлені на вирішення проблеми покращення аероакустичних характеристик компресорів, є актуальними.

## 2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

У роботі [2] представлено результати експериментального і чисельного дослідження течії в дворядних лопаткових вінцях. Проаналізовано вплив геометричних параметрів щілинного каналу на характеристики лопаткового вінця. На основі порівняння отриманих результатів запропоновано рекомендації щодо вибору параметрів щілинного каналу. У роботі [3] представлені результати щодо впливу геометричних параметрів дворядного лопаткового вінця на його аеродинамічні характеристики. У роботі [4] отримано характеристики ступеня осевого компресора з поворотним дворядним напрямним апаратом. Результати досліджень свідчать, що використання дворядного лопаткового вінця дозволяє збільшити напірність ступеня.

Якісна оцінка течії в елементарному дворядному робочому колесі представлена в роботі [5]. На основі отри-

маних результатів 2D моделювання течії проаналізовано розподіл поля тиску в міжлопатковому каналі. Однак застосована в роботі модель не враховує особливості тривимірної течії. У роботі [6] запропонована методика просторового проектування ступеня компресора з дворядними лопатковими вінцями. Отримано характеристики ступеня з однорядним робочим колесом і напрямним апаратом і дворядним робочим колесом і напрямним апаратом. Результати дослідження свідчать про те, що ступінь підвищення тиску в ступенях з дворядними лопатковими вінцями більша, ніж у ступенях з однорядними лопатковими вінцями. Однак рівень втрат у ступені дещо зростає. У роботі [7] представлені результати дослідження щодо рівня втрат повного тиску в дворядному лопатковому вінці. Показано, що газодинамічна дія на течію дозволяє покращити аеродинамічні характеристики лопаткових вінців. Таким чином, результати досліджень, представлені в роботах [2–7], показують, що використання дворядних лопаткових вінців дозволяє підвищити напірність компресора.

Вдосконалення аеродинамічних характеристик ступенів осьового компресора шляхом застосування дворядних лопаткових вінців призводить до зміни течії в міжлопаткових каналах. Це, в свою чергу, впливає на акустичні характеристики осьового компресора. При проектуванні сучасних компресорів необхідний комплексний підхід до визначення аероакустичних характеристик осьового компресора.

Розрахунок акустичних характеристик компресора представлено в роботі [8]. Авторами досліджено акустичні джерела в осьовому компресорі. Однак аеродинамічні характеристики в роботі не досліджено. У роботі [9] досліджено аероакустичні характеристики відцентрового компресора.

Однак на сьогоднішній день немає даних щодо розрахунку акустичних характеристик дворядних робочих коліс осьового компресора. Тому дослідження аероакустичних характеристик дворядних робочих коліс є перспективним. До того ж немає даних щодо впливу густоти решітки дворядного лопаткового вінця на аероакустичні характеристики дворядних робочих коліс.

### 3. Мета та задачі дослідження

Метою роботи є дослідження аероакустичних характеристик робочих коліс з дворядним лопатковим вінцем. Це дасть можливість отримати наукові результати для визначення параметрів дворядних лопаткових вінців, що забезпечать вирішення задачі покращення аероакустичних характеристик осьових компресорів.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувались наступні задачі:

- виконати розрахункове дослідження і провести порівняльну оцінку напірних характеристик дозвукових робочих коліс осьового компресора з однорядними і еквівалентними дворядними лопатковими вінцями;
- виконати розрахункове дослідження і провести порівняльну оцінку рівня втрат в однорядних і еквівалентних дворядних лопаткових вінцях;
- виконати розрахункове дослідження акустичних характеристик дозвукових робочих коліс осьового компресора з однорядними і еквівалентними дворядними лопатковими вінцями.

### 4. Метод дослідження аероакустичних характеристик робочих коліс осьового компресора

У роботі методом чисельного експерименту проведено розрахунок параметрів течії в робочих колесах осьового компресора. Було досліджено 6 робочих коліс осьового компресора. Розрахункова область кожного робочого колеса складалася з лопатки і міжлопаткового каналу. Було побудовано неструктуровані адаптивні дрібні розрахункові сітки, які мали приблизно по 1...1,2 млн. комірок. Система рівнянь Нав'є-Стокса замикалася моделлю турбулентної в'язкості SST.

Акустичні характеристики розраховано за допомогою рівняння Фокс Вільямса-Хоккінгса [10].

Достовірність отриманих результатів забезпечувалась проведенням тестових задач [11, 12].

### 5. Результати дослідження аероакустичних характеристик дворядних робочих коліс осьового компресора

У роботі досліджувалось 6 робочих коліс (РК) з різною густотою решітки на середньому радіусі: 3 однорядних і 3 дворядних (дворядні лопаткові вінці спроектовано еквівалентними відповідним однорядним лопатковим вінцям). Дворядні лопаткові вінці було спроектовано з урахуванням рекомендацій, отриманих у роботі [13].

Перша пара робочих коліс складалася з 17 лопаток з густотою решітки на середньому радіусі  $b/t=1$ . Друга пара робочих коліс мала по 30 лопаток і густоту решітки на середньому радіусі  $b/t=1,7$ . Третя пара робочих коліс складалася з 44 лопаток з густотою решітки на середньому радіусі  $b/t=2,5$ . Периферійний радіус дорівнював 0,2 м, втулковий радіус – 0,08 м.

На рис. 1 представлені 3D моделі досліджуваних робочих коліс осьового компресора.

Моделювання течії в робочому колесі проводилось для частоти обертання  $n=100\%$ . При цьому колова швидкість на периферійному радіусі складала  $u=251,2$  м/с. Для кожного робочого колеса розрахунок проводився при значеннях коефіцієнта швидкості на вході  $\lambda=0,294...0,588$ .

На першому етапі досліджень було розраховано напірні характеристики досліджуваних робочих коліс.

В результаті комп'ютерного моделювання течії в робочих колесах були отримані залежності ступеня підвищення тиску  $\pi$  від газодинамічної функції  $q(\lambda)$ , які представлені на рис. 2.

Ступінь підвищення тиску розраховувався за формулою:

$$\pi = \frac{p_2^*}{p_1^*},$$

де  $p_1^*$  – середнє значення повного тиску на вході в робоче колесо,  $p_2^*$  – середнє значення повного тиску на виході із робочого колеса. Осереднення параметрів потоку здійснювалось за принципом середньомасового осереднення по радіусу.

Газодинамічна функція  $q(\lambda_c)$  визначалась зі співвідношення:

$$q(\lambda_c) = \lambda_c \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_c^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}},$$

де  $\lambda_c = c/a$  – коефіцієнт швидкості,  $c$  – осьова швидкість потоку на вході,  $a$  – критична швидкість звуку,  $k$  – показник адиабати.

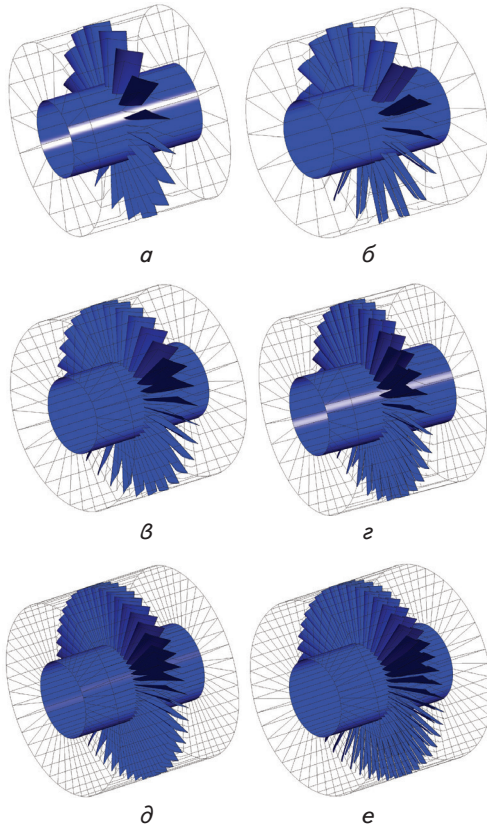


Рис. 1. 3D моделі робочих коліс осьового компресора:  
 а – однорядне робоче колесо з 17 лопатками;  
 б – дворядне робоче колесо з 17 лопатками;  
 в – однорядне робоче колесо з 30 лопатками; г – дворядне робоче колесо з 30 лопатками; д – однорядне робоче колесо з 44 лопатками; е – дворядне робоче колесо з 44 лопатками

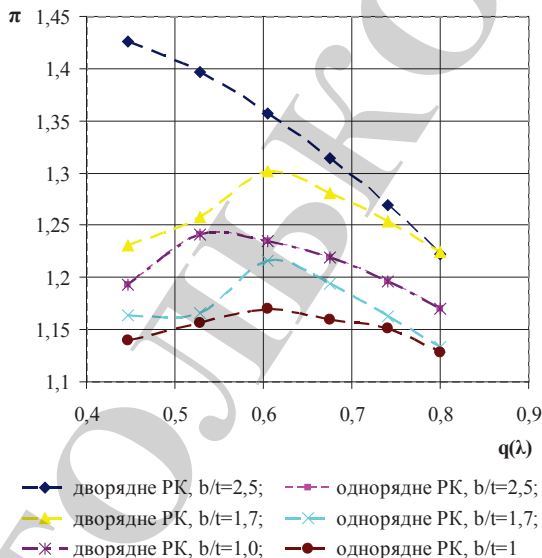


Рис. 2. Характеристика однорядних і еквівалентних дворядних робочих коліс при різній густоті решітки на середньому радіусі ( $n = 100\%$ )

Аналіз графіків на рис. 2 показує, що дворядні робочі колеса у всьому діапазоні досліджуваних чисел коефіцієнта швидкості на вході мають напірність вищу, ніж робочі колеса з еквівалентними однорядними лопатковими вінцями. В однорядних і дворядних робочих колесах зі збільшенням густоти решітки напірність робочого колеса зростає. Максимальні значення ступеня підвищення тиску в однорядних робочих колесах збільшуються від 1,17 до 1,24 при збільшенні густоти решітки на середньому радіусі від 1 до 2,5.

У всьому діапазоні значень газодинамічної функції дворядне робоче колесо при густоті решітки на середньому радіусі  $b/t = 1$  має напірність вищу, ніж однорядне робоче колесо. На режимі обтікання при  $q(\lambda) = 0,6$ , що відповідає максимальній напірності, ступінь підвищення тиску  $\pi$  збільшується з 1,17 до 1,235 (на 5,5 %).

Еквівалентне дворядне робоче колесо при густоті решітки на середньому радіусі  $b/t = 1,7$  в діапазоні значень  $q(\lambda) = 0,45 \dots 0,8$  має ступінь підвищення тиску  $\pi = 1,23 \dots 1,3$ . У порівнянні з однорядним лопатковим вінцем ступінь підвищення тиску  $\pi$  збільшується з 1,22 до 1,3 (на 6,5 %).

Еквівалентне дворядне робоче колесо при густоті решітки на середньому радіусі  $b/t = 2,5$  в діапазоні значень  $q(\lambda) = 0,45 \dots 0,8$  має ступінь підвищення тиску  $\pi = 1,23 \dots 1,43$ . При значенні газодинамічної функції  $q(\lambda) = 0,55$  однорядне робоче колесо має максимальне значення ступеня підвищення тиску  $\pi = 1,24$ . В еквівалентному дворядному робочому колесі ступінь підвищення тиску  $\pi$  збільшується до 1,37, що на 10,5 % вище, ніж в однорядному робочому колесі.

Як показали результати інших авторів [2–6], використання дворядних лопаткових вінців приводить до зростання рівня втрат повного тиску. Проте задача дослідження впливу густоти решітки дворядних робочих коліс на рівень втрат повного тиску залишається невирішеною.

Тому наступним етапом роботи було досліджено вплив густоти решітки на середньому радіусі однорядних та еквівалентних дворядних робочих коліс на коефіцієнт корисної дії робочого колеса.

Коефіцієнт корисної дії робочого колеса розраховувався за формулою

$$\eta = 1 - \xi.$$

Коефіцієнт втрат повного тиску в робочому колесі  $\xi$  визначався за формулою

$$\xi = \frac{p_1^{*s} - p_2^{*s}}{\rho_o \omega_m^2} \cdot \frac{1}{2},$$

де  $p_1^{*s}$  і  $p_2^{*s}$  – середні значення повного тиску у відносному русі на вході і виході з робочого колеса відповідно,  $\omega_m$  – середня відносна швидкість потоку в робочому колесі,  $\rho_o$  – середнє значення густини.

На рис. 3 представлені залежності коефіцієнта корисної дії  $\eta$  від газодинамічної функції  $q(\lambda)$ .

Аналіз графіків на рис. 3 показує, що рівень втрат залежить від коефіцієнта швидкості на вході і густоти решітки. Найбільші втрати мають місце при малих швидкостях на вході при значеннях газодинамічної функції  $q(\lambda) = 0,45 \dots 0,5$ . В однорядних робочих колесах і еквівалентних дворядних робочих колесах рівень втрат зростає зі збільшенням значення густоти решітки на середньому радіусі.

У лопаткових вінцях з густотою решітки на середньому радіусі  $b/t = 1$  рівень втрат повного тиску несуттєво

змінюється при заміні однорядного робочого колеса на еквівалентне дворядне. До того ж, має місце зниження рівня втрат майже в два рази (від  $\xi=0,067$  до  $\xi=0,036$ ) на режимі максимального значення ступеня підвищення тиску при  $q(\lambda)=0,6$ . Також зменшення втрат повного тиску спостерігається в діапазоні значень газодинамічної функції  $q(\lambda)=0,45...0,6$ . Рівень втрат повного тиску в дворядному робочому колесі залишається приблизно постійним при  $q(\lambda)=0,6...0,8$ . В однорядному робочому колесі рівень втрат повного тиску зменшується від  $\xi=0,067$  до  $\xi=0,018$  при збільшенні швидкості на вході, що відповідає значенням газодинамічної функції  $q(\lambda)=0,6...0,8$ . При значенні  $q(\lambda)=0,675$  рівень втрат в однорядному робочому колесі і еквівалентному двохранному є однаковим.

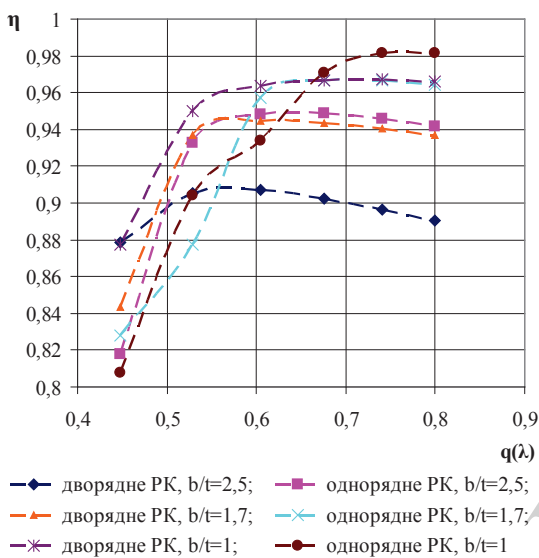


Рис. 3. Залежність коефіцієнта корисної дії  $\eta$  від газодинамічної функції  $q(\lambda)$  для однорядних і еквівалентних дворядних робочих коліс при різній густоті решітки на середньому радіусі ( $n=100\%$ )

Рівень втрат повного тиску в дворядному робочому колесі з густотою на середньому радіусі  $b/t=1,7$  при  $q(\lambda)=0,45...0,59$  нижчий, ніж в однорядному робочому колесі з еквівалентним лопатковим вінцем. При  $q(\lambda)=0,53...0,8$  коефіцієнт втрат повного тиску в дворядному робочому колесі дорівнює  $\xi=0,061...0,056$ . При цьому мінімальне значення  $\xi=0,056$  відповідає максимальному значенню ступеня підвищення тиску в однорядному робочому колесі. У діапазоні значень газодинамічної функції  $q(\lambda)=0,6...0,8$  коефіцієнт втрат повного тиску в дворядному робочому колесі збільшується на  $0,013...0,03$  (або на  $1,3...3\%$ ).

Рівень втрат в дворядному робочому колесі при густоті решітки на середньому радіусі  $b/t=2,5$  при  $q(\lambda)=0,5...0,8$  зростає в порівнянні з однорядним робочим колесом з еквівалентним лопатковим вінцем. Для режиму обтікання при  $q(\lambda)=0,45$  втрати повного тиску в дворядному робочому колесі менші на  $0,06$  (на  $6\%$ ). При значеннях  $q(\lambda)=0,52...0,8$  коефіцієнт втрат збільшується на  $0,027...0,05$  (на  $2,7...5\%$ ).

На наступному етапі досліджень було розраховано рівні акустичного тиску однорядних і еквівалентних дворядних робочих коліс. На рис. 4 представлено залежність зміни рівнів акустичного тиску робочого колеса  $\Delta L$  від газодинамічної функції  $q(\lambda)$ .

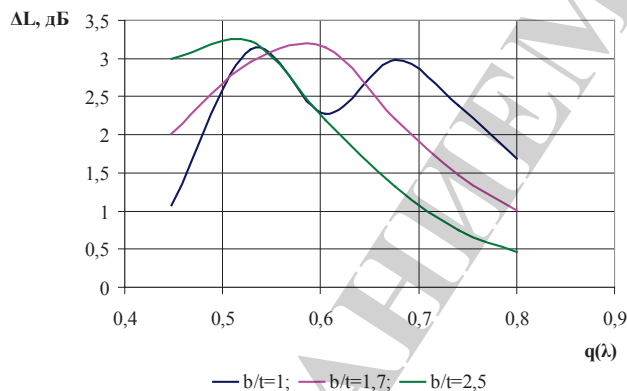


Рис. 4. Залежність зміни рівня акустичного тиску робочого колеса  $\Delta L$  від газодинамічної функції  $q(\lambda)$

Рівень акустичного тиску дворядних робочих коліс нижчий, ніж однорядних. При густоті решітки на середньому радіусі  $b/t=1...2,5$  в діапазоні значень газодинамічної функції  $q(\lambda)=0,45...0,8$  рівень акустичного тиску зменшується на  $0,5...3,2$  дБ.

Густота решітки на середньому радіусі впливає на зміну рівня акустичного тиску в дворядному колесі. На режимах роботи в діапазоні  $q(\lambda)=0,67...0,8$  при збільшенні густоти решітки рівень акустичного тиску збільшується. Наприклад, для  $q(\lambda)=0,7$  для робочого колеса з  $b/t=1$  зміна рівня акустичного тиску робочого колеса складає  $\Delta L=2,8$ , для робочого колеса з  $b/t=1,7 - \Delta L=1,95$ , для робочого колеса з  $b/t=2,5 - \Delta L=1,1$ . При режимі на лівій гілці напірної лінії, що відповідає  $q(\lambda)=0,45$ , має місце обернена картина – в дворядному робочому колесі з  $b/t=2,5$  має місце найбільше зниження шуму – до  $3$  дБ. У діапазоні  $q(\lambda)=0,5...0,65$  рівень акустичного тиску знижується на  $3,2...1,5$  дБ.

## 6. Обговорення результатів дослідження аероакустичних характеристик дворядних робочих коліс осьового компресора

Отримано результати досліджень аероакустичних характеристик дозвукових дворядних робочих коліс осьового компресора. Результати досліджень показали, що використання дворядних лопаткових вінців у робочому колесі дозволяє знизити рівень акустичного тиску в діапазоні роботи  $q(\lambda)=0,45...0,8$  від  $0,5$  дБ до  $3,2$  дБ. При розрахунках аероакустичних характеристик робочих коліс осьового компресора не враховувались ефекти акустичної взаємодії елементів ротора і статора.

Отримані напірні характеристики робочих коліс при  $q(\lambda)=0,45...0,8$  показують, що використання дворядних робочих коліс дозволяє підвищити напірність ступеня в усьому діапазоні роботи. Густота решітки на середньому радіусі лопаткового вінця впливає на напірність. На режимах, які відповідають максимальній напірності, ступінь підвищення тиску робочого колеса з  $b/t=1...1,7$  збільшується на  $5,5...6,5\%$ , при  $b/t=2,5$  ступінь підвищення тиску збільшується на  $10,5\%$ .

Порівняння ефективності однорядних і еквівалентних дворядних робочих коліс показало, що коефіцієнт корисної дії дворядних робочих коліс нижче, ніж однорядних. При збільшенні густоти решітки рівень втрат зростає. Рівень втрат дворядного робочого колеса при густоті

решітки  $b/t=2,5$  приблизно в 2,5 рази вищий, ніж рівень втрат дворядного робочого колеса з густотою решітки  $b/t=1$ . На режимах обтікання, що відповідає максимальним значенням напірності еквівалентних однорядних робочих коліс, для дворядних робочих коліс з густотою  $b/t=1...2,5$  коефіцієнт втрат повного тиску змінюється в діапазоні  $\xi=0,038...0,095$  відповідно.

Таким чином, заміна однорядного лопаткового вінця в робочому колесі ступеня осевого компресора еквівалентним дворядним може забезпечити підвищення аеродинамічної навантаженості ступеня і зниження акустичної емісії компресора.

В даному дослідженні при моделюванні течії не враховувалась колова нерівномірність на вході, яка впливає на рівень втрат в робочому колесі, напірність і акустичну емісію. Для оцінки впливу колової нерівномірності на аероакустичні характеристики ступеня осевого компресора необхідно проведення комплексного експериментального і чисельного дослідження течії в лопаткових вінцях з урахуванням багатьох факторів. Обмеженнями проведеного дослідження є те, що не враховувались особливості течії у вхідному каналі, а також вплив на акустичне випромінювання звукопоглинальних конструкцій.

Задачами подальших теоретичних і експериментальних досліджень є визначення аероакустичної взаємодії елементів ротора і статора осевого компресора.

## 7. Висновки

1. Отримані результати досліджень впливу густоти решітки на середньому радіусі дворядного робочого колеса на напірність. В діапазоні режимів роботи, що відповідають значенням газодинамічної функції  $q(\lambda)=0,45...0,8$ , ступінь підвищення тиску еквівалентних дворядних робочих коліс вищий, ніж однорядних робочих коліс. На режимах обтікання, які відповідають максимальній напірності для однорядного робочого колеса, для лопаткових вінців з  $b/t=1...2,5$  ступінь підвищення тиску збільшується до 10,5 %.

2. Результати досліджень показали, що в дворядних робочих колесах рівень втрат вищий у порівнянні з рівнем втрат в еквівалентних однорядних робочих колесах. На режимах обтікання, що відповідають максимальним значенням напірності еквівалентних однорядних робочих коліс, для робочих коліс з густотою  $b/t=1...2,5$  коефіцієнт втрат повного тиску змінюється в межах  $\xi=0,038...0,095$  відповідно.

3. Досліджено аероакустичні характеристики дозвукових дворядних робочих коліс. Рівень акустичного тиску дозвукових дворядних робочих коліс нижчий, ніж рівень акустичного тиску однорядних робочих коліс на 0,5...3,2 дБ при густоті лопаткових вінців на середньому радіусі  $b/t=1...2,5$ .

## Література

1. Митрофанов А. А. Повышение эффективности осевых компрессоров путем управления обтеканием лопаток // Вестник московского авиационного института. 2011. Т. 18, № 2. С. 72–82.
2. Shen C., Qiang X., Teng J. Numerical and experimental investigation of an axial compressor flow with tandem cascade // Journal of Thermal Science. 2012. Vol. 21, Issue 6. P. 500–508. doi: 10.1007/s11630-012-0574-x
3. Alm-Eldien A. M. Performance Evaluation of the Tandem C4 Blades for Axial-Flow Compressors // American Journal of Aerospace Engineering. 2015. Vol. 2, Issue 1. P. 74. doi: 10.11648/j.ajae.s.2015020101.17
4. Zhang L., Wang S. A combination application of tandem blade and endwall boundary layer suction in a highly loaded aspirated compressor outlet vane // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2017. Vol. 232, Issue 2. P. 129–143. doi: 10.1177/0957650917722455
5. 2-D Numerical Investigation of the Single Blade and Tandem Blade Rotor in Low Speed Axial Flow Compressor / Rajadurai M., Vinayagam P., Balakrishnan K., Priya G. M. // International Journal of Computational Engineering Research. 2017. Vol. 7, Issue 6. P. 56–64.
6. A Developed Methodology in Design of Highly Loaded Tandem Axial Flow Compressor Stage / Boroomand M., eshraghi, hamzeh, M. Tousi A. // Journal of Applied Fluid Mechanics. 2016. Vol. 9, Issue 1. P. 83–94. doi: 10.18869/acadpub.jafm.68.224.23948
7. Exploring the intention of using aspirated cascade to replace tandem cascades / Zhao S., Luo J., Lu X., Zhu J. // Journal of Thermal Science. 2010. Vol. 19, Issue 5. P. 390–396. doi: 10.1007/s11630-010-0399-4
8. De Laborderie J., Soulat L., Moreau S. Prediction of Noise Sources in Axial Compressor from URANS Simulation // Journal of Propulsion and Power. 2014. Vol. 30, Issue 5. P. 1257–1271. doi: 10.2514/1.b35000
9. Experimental investigation on aero-acoustic characteristics of a centrifugal compressor for the fuel-cell vehicle / Ha K.-K., Jeong T.-B., Kang S.-H., Kim H.-J., Won K.-M., Park C.-Y. et. al. // Journal of Mechanical Science and Technology. 2013. Vol. 27, Issue 11. P. 3287–3297. doi: 10.1007/s12206-013-0851-y
10. Голдстейн М. Е. Аэроакустика. М.: Машиностроение, 1981. 294 с.
11. Numerical study of flow in the stage of an axial compressor with different topology of computational grid / Tereshchenko Y., Doroshenko E., Lastivka I., Tereshchenko Y. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 3, Issue 7 (87). P. 28–33. doi: 10.15587/1729-4061.2017.101315
12. Calculation of sound power level of tandem axial fan / Doroshenko E., Tereshchenko Y., Lastivka I., Tereshchenko Y. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 6, Issue 5 (90). P. 8–12. doi: 10.15587/1729-4061.2017.114038
13. Терещенко Ю. М., Дорошенко Е. В., Аболхассан заде Д. Исследование влияния соотношения хорд профилей на аэродинамические характеристики двухрядной компрессорной решетки // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2015. Т. 5, № 8 (77). С. 9–13. doi: 10.15587/1729-4061.2015.50535