

УДК 629.735.03:621.43.031.3(045)

## МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В КОМПРЕСОРНИХ РЕШІТКАХ З ТУРБУЛІЗАТОРАМИ НА ПОВЕРХНІ ЛОПАТОК

**Ю. М. Терещенко**, д-р техн. наук, проф.; **К. В. Дорошенко**, канд. техн. наук, доц.  
**Ю. Ю. Терещенко**, канд. техн. наук

Національний авіаційний університет

Terj@nau.edu.ua

*Представлено результати моделювання течії в решітці аеродинамічних профілів із турбулізаторами. Досліджено вплив густини розміщення турбулізаторів на зміну рівня втрат. Наявність турбулізаторів, які займають 30 % площі передньої частини опуклої поверхні лопатки, призводить до зменшення рівня втрат під час роботи на максимальному режимі на 5,4 % порівняно з рівнем втрат у решітці з гладких лопаток.*

**Ключові слова:** моделювання, турбулізатор, решітка, зрив, компресор, течія, рівень втрат, в'язкість, вихор, пограничний шар.

*Results of flow modeling at airfoil compressor cascade with turbulators are represented. The influence of placement density of turbulators on changing loss level is considered. The presence of turbulators occupying 30 % of area of front part of the convex surface of the blade decreases the loss level on 5.4 % as compared with loss level of airfoil cascade with smooth blades at maximum mode.*

**Keywords:** modelling, turbulator, cascade, separation, compressor, flow, losses level, viscosity, vortex, boundary layer.

### Вступ

Відривні течії широко поширені в природі і практиці. Їх адекватний опис важливий для вирішення інженерних завдань. Відрив потоку визначається двома основними факторами: позитивним градієнтом тиску і в'язкістю. Щоб потік залишався приєднаним до поверхні, його енергії в прилеглому шарі повинно бути достатньо для подолання позитивного градієнта тиску, в'язкої дисипації вздовж потоку і втрати енергії через зміну кількості руху. Втрати енергії найсильніше проявляються в прилеглому шарі поблизу стінки, де співвідношення інерційних і сил в'язкості істотно залежить від поздовжнього градієнта тиску.

Якщо інерційні сили перевершують сили в'язкості (за високих позитивних градієнтах тиску), втрати енергії такі, що потік відривається від стінки. У разі плоского обтікання критерієм відриву є рівність нулю поперечного градієнта швидкості біля стінки або рівність нулю сили тертя у стінки. Положення точки відриву залежить від стану прилеглому шару перед зоною взаємодії.

Турбулентний прилеглий шар володіє більшою стійкістю до відриву, ніж ламінарний,

оскільки в'язка здвигова напруга поблизу стінки в турбулентному потоці, що протидіє градієнту тиску, істотно вище, ніж у ламінарному.

При проектуванні лопаткових вінців осьового компресора необхідно мінімізувати втрати, пов'язані з проявом сил в'язкого тертя на поверхні лопаток у лопаткових вінцях компресора. Це викликає необхідність управління подібними явищами або створення методів для їх усунення.

Для вирішення проблеми робляться спроби попередити виникнення відриву, ліквідувати відрив у початковій стадії або дещо скоротити зону відривного обтікання. Найбільш ефективними з існуючих методів впливу на режим течії є:

- відсмоктування газу з пристіночної зони течії;
- вдування струменя в пристіночну зону в напрямку основного потоку;
- активізація енергообміну між основним потоком і течією в пристіночній зоні.

Застосування перших двох методів дозволяє при дотриманні певних умов повністю ліквідувати розвинений відрив потоку. Однак ці методи вимагають додаткового підведення енергії від зовнішнього джерела, тому їх називають активними.

Застосування їх досить складно через значне технологічне ускладнення елементів конструкції.

Активізація енергообміну між основним потоком і течією в пристіночній зоні може здійснюватися за допомогою турбулізаторів, резонаторів, щілинних і багаторядних лопаток. Такі методи належать до пасивних методів, оскільки вони не вимагають витрат енергії від зовнішнього джерела. Позитивний ефект від їх застосування пов'язаний із вирівнюванням поля швидкостей і поліпшення умов енергообміну між основним потоком і течією в пристіночній зоні. Застосування пасивних методів є більш технологічним.

Використання числового експерименту дозволяє детально досліджувати процеси в елементах осьових компресорів, аналізувати механізм обтікання за наявності активних і пасивних методів керування примежовим шаром з метою поліпшити ефективність лопаткових апаратів.

Дослідження керування примежовим шаром у лопаткових вінцях компресорів є актуальним і становить практичний інтерес для вирішення завдання забезпечення газодинамічної стійкості компресорів газотурбінних двигунів.

#### **Аналіз літературних даних і постановка проблеми**

Дослідження, спрямовані на вивчення питань керування примежовим шаром досить різноманітні. У праці [1] проаналізовано різні способи управління відривом потоку. У праці [2] представлені можливості вдосконалення характеристик осьових і відцентрових компресорів за допомогою активних і пасивних методів керування примежовим шаром. Розглянуто питання аеродинаміки компресорних решіток з активним і пасивним керуванням обтіканням лопаток, приділено увагу характеристикам примежового шару в елементах компресорних решіток з керуванням обтіканням. Досліджено аеродинамічні характеристики компресорних решіток з турбулізаторами на поверхні лопаток. У праці [3] автори проаналізували і порівняли ефективність застосування активного і пасивного методів керування примежовим шаром на прикладі характеристики дворядного лопаточного вінця і лопаточного вінця з вдювом. Праці [4–5] присвячені дослідженню течії в дворядних лопаткових вінцях методами обчислювального і фізичного експерименту. У праці [6] автори представили результати дослідження впливу використання турбулізаторів на поверхні лопаток низьконапірного компресора на характеристику компресора при різних числах

Рейнольдса і розміщенні турбулізаторів. Автори досліджували турбулізатори різної висоти. Експеримент показав збільшення рівня втрат компресора при числі Рейнольдса вище 550000.

У праці [7] представлені результати експериментальних досліджень зміни осьової швидкості, підйомної сили, коефіцієнта втрат повного тиску в компресорній решітці з турбулізаторами. У праці досліджено турбулізатори різної висоти. За висотою турбулізаторів більше товщини примежового шару на поверхні лопаток значно зростає коефіцієнт втрат повного тиску (до 217 %). Результати числового моделювання течії в осьовому компресорі Rotor 37 з турбулізаторами (штучної шорсткістю) представлено у праці [8]. Автори досліджували вплив турбулізаторів на зміну ступеня підвищення тиску компресора. Також досліджувався вплив різного розташування турбулізаторів на характер течії в лопаткових вінцях ступенів осьового компресора. В результаті досліджень зроблено висновок, що турбулізатори доцільно встановлювати на спинці лопатки. Такий же висновок був зроблений раніше у праці [2].

Турбулізатори також встановлюються і в турбінних лопатках. Цьому питанню присвячено багато праць, наприклад [9–10], де досліджуються турбінні лопатки з турбулізаторами військових літаків.

Наведений вище огляд показує, що дослідження пасивних і активних способів керування примежовим шаром у компресорах є актуальним. Питанню дослідження турбулізаторів присвячено багато робіт. Як видно, найбільш досліджувані параметри — це висота і розташування турбулізаторів на поверхні лопаток.

#### **Мета і завдання дослідження**

Ефективність використання турбулізаторів визначає досить велика кількість чинників. Вплив висоти турбулізаторів достатньо вивчено. Однак вплив такого чинника як густина розміщення турбулізаторів залишається не дослідженим. Тому, в даній роботі ставиться за мету дослідити вплив густини розміщення турбулізаторів на поверхні лопатки на рівень втрат за критичного режиму обтікання.

Для поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Провести числове моделювання течії в решітці з гладких лопаток при кутах атаки  $i = 0...15^\circ$ .

2. Провести числове моделювання течії в решітці аеродинамічних профілів з турбулізаторами на поверхні лопатки з різною густиною розміщення на критичному режимі обтікання.

3. Оцінити рівень утрат при критичному режимі обтікання в решітках аеродинамічних профілів з турбулізаторами з різною густиною розміщення.

#### Моделювання течії в решітці з гладких лопаток

Характеристики компресорних решіток дозволяють розмежувати характерні режими їх роботи, що має принципове значення для аналізу ефективності та економічності компресорів. Для подальшої розробки рекомендацій щодо використання турбулізаторів у решітках аеродинамічних профілів потрібно визначити кут атаки, відповідний критичного режиму. Тому перший етап роботи полягав у побудові залежності коефіцієнта втрат повного тиску  $\xi$  від кута атаки  $i$ .

$$\xi = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{\rho_1 w_m^2}{2}},$$

де  $p_1^* - p_2^*$  — тиск загальмованого потоку на вході і виході із решітки;  $\rho_1$  — густина повітря на вході в решітку;  $w_m$  — середня відносна швидкість повітря.

Об'єктом дослідження була обрана решітка аеродинамічних профілів, що має такі геометричні параметри: хорда профілю  $b = 50$  мм, крок решітки  $t = 50$  мм, кут установки профілів  $\gamma = 64^\circ$ .

Було проведено серію розрахунків течії в решітці з аеродинамічних профілів без турбулізаторів при куті атаки  $i = 0 \dots 15^\circ$ . При моделюванні турбулентних відривних течій необхідно досить точно відтворювати стан турбулентного примежового шару. Основною математичною моделлю, що використовується для розрахунку течії в лопаткових машинах, є осереднені рівняння Нав'є–Стокса, доповнені напівемпіричної моделлю турбулентності. Для даного класу задач добре себе зарекомендувала модель турбулентності SST Ментера. Для розрахунку використовувалася дрібна нерегулярна адаптивна розрахункова сітка.

На рис. 1 представлено миттєве векторне поле швидкостей при числі Маха на вході  $M_w = 0,43$  при куті атаки  $i = 2^\circ$ .

На рис. 2 представлено миттєве векторне поле швидкостей при числі Маха на вході  $M_w = 0,43$  при куті атаки  $i = 12^\circ$ .

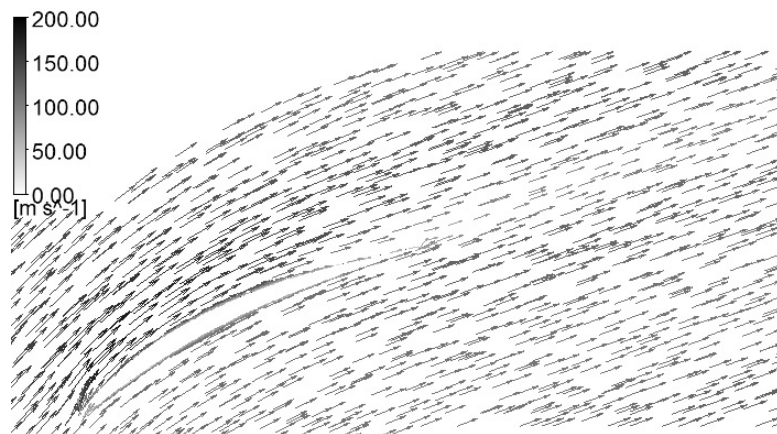


Рис. 1. Миттєве векторне поле швидкостей на решітці з гладких лопаток при куті атаки  $i = 2^\circ$

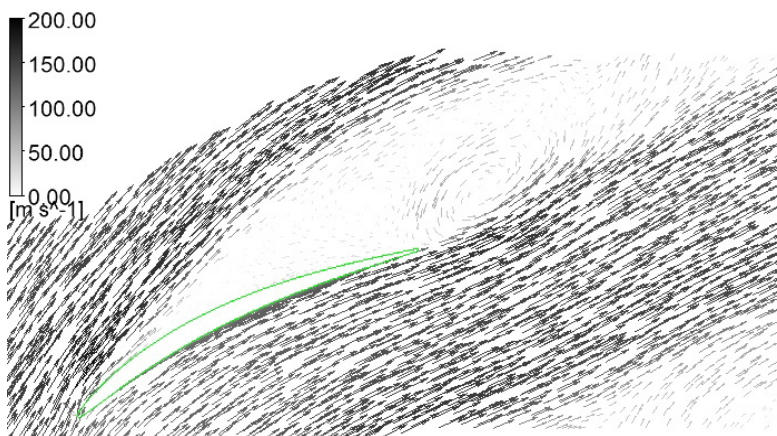


Рис. 2. Миттєве векторне поле швидкостей на решітці з гладких лопаток при куті атаки  $i = 12^\circ$

Як видно з рис. 1, 2 картина обтікання якісно відрізняється. У першому випадку режим обтікання оптимальний, він характеризується високим коефіцієнтом корисної дії та низьким рівнем втрат. Обтікання відбувається без відриву.

В утворенні примежевого шару важливу роль відіграє в'язкість, тому що при течії реального в'язкого газу на поверхні профілю утворюється примежовий шар, обумовлений силами в'язкого тертя. На дифузорних ділянках міжлопатковому каналів може відбуватися відрив потоку. Результати моделювання показують, що при обтіканні решітки з гладких лопаток на зривному режимі утворюється відрив примежевого шару зі спинки лопатки, який супроводжується розвинутою вихровою течією. У цьому випадку рівень втрат досить зростає порівняно з оптимальним режимом обтікання. При відриві потоку вихоровий шар відокремлюється від поверхні спинки лопатки.

Безпосередньо за відривом завихренність у відривному перерізі в основному перпендикулярна напрямку швидкості незбуреного потоку і паралельна шару ліній струму, що сходять з поверхні профілю. Крім цього, у даному випадку утворюється вторинна вихрова течія.

При дослідженні характеру обтікання профілю одним з важливих завдань є визначення структури примежевого шару, що утворюється на профілі, а також встановлення точок переходу і відриву. На межах аеродинамічних слідів відбувається стрибкоподібна зміна швидкості, межі відривних зон розпадаються на окремі вихори. На деякій відстані за крайками відбувається вирівнювання потоку, що супроводжується зміною статичного тиску, швидкості і кута виходу потоку.

За результатами проведеного числового експерименту була побудована залежність коефіцієнта втрат повного тиску  $\xi$  від кута атаки (рис. 3).

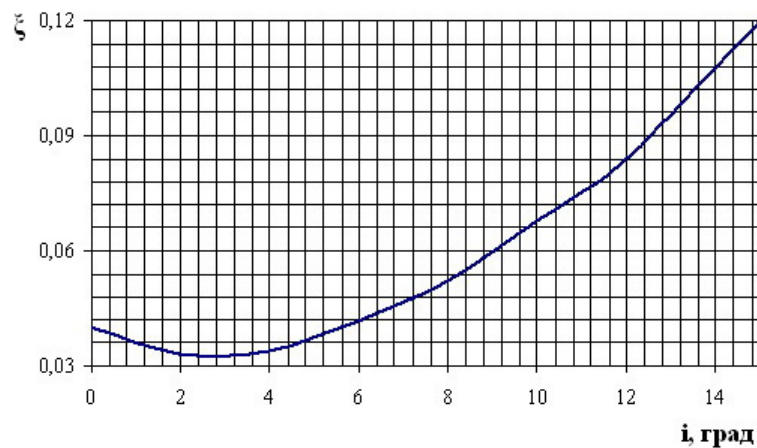


Рис. 3. Залежність коефіцієнта втрат повного тиску  $\xi$  від кута атаки  $i$

Побудована графічна залежність ілюструє зміну коефіцієнта втрат повного тиску залежно від кута атаки. З аналізу графіка, можна зробити висновок, що зривний режим обтікання буде при кутах атаки  $i > 12^\circ$ .

Аеродинамічні характеристики решіток є основою для побудови характеристик багатоступінчастого компресора [2]. Протяжність корисного робочого діапазону загальної характеристики багатоступінчастого осьового компресора дуже залежить від його зривних характеристик. У всьому діапазоні зміни чисел обертів компресора існує для кожного числа обертів точка мінімальної витрати, у якій компресор потрапляє або в помпаж, або в зрив залежно від розмірів ресивера.

Якщо помпаж не настає, то в умовах зриву коефіцієнт корисної дії буде настільки низький, що компресор буде обмежувати корисний

діапазон роботи турбореактивного двигуна. Ці помпажні або зривні точки визначають межу помпажу або зриву. Зрив також може проявлятися в перших і останніх ступенях при роботі, відповідно на проміжних і підвищених обертах. За будь-якої з цих умов, як результат зриву, можуть виникати небезпечні вібрації лопаток.

Погіршення характеристики ступеня під час роботи компресора на нерозрахункових режимах супроводжується сильним відривом потоку в міжлопатковому каналах. Такі несприятливі умови роботи названі зривом. Під час роботи в умовах зриву виділяють три різних явища:

– обертання або поширення зриву, яке полягає в тому, що великі зривні зони закривають деякі межлопаточні канали та поширюються в абсолютному русі в напрямку обертання ротора з кутвою швидкістю меншою, ніж кутова

швидкість обертання ротора. Ці зривні зони можуть порушувати резонансні коливання лопаток. Кількість зривних зон і швидкість їх поширення можуть бути різними.

Індивідуальний зрив на лопатці, який характеризується розвитком областей значного відриву потоку або зонами зниженої швидкості.

Зривної флатер, характерний самозбуджувальними коливаннями лопатки, які необхідно відрізнити від більш відомого класичного флатера. Зривної флатер виникає при великих кутах атаки і пов'язаний з індивідуальним зривом на лопатці.

Використання лопаток з турбулізаторами направлено на розширення беззривного діапазону обтікання лопаток.

### Моделювання течії в решітці з турбулізаторами

Для запобігання небажаного відриву примежовий шар часто спеціально турбулізують за допомогою штучно створених елементів шорсткості (турбулізаторів, резонаторів, генераторів вихорів). Висота турбулізаторів і їх розміщення значною мірою визначають ефективність використання. У праці [2] викладено рекомендації щодо висоти і розміщення турбулізаторів.

Дотримуючись цих рекомендацій, висота турбулізаторов  $k$  повинна знаходитися в діапазоні  $\delta^{**} < k < \delta^*$  (для характерних перерізів на поверхні лопаток, де  $\delta^{**}$  — товщина втрати імпульса,  $\delta^*$  — товщина витіснення примежового шару) і вони повинні розміщуватися у вхідній частині спинки лопаток до точки переходу ламінарного примежового шару в турбулентний.

Другим етапом досліджень передбачалося моделювання течії в решітці аеродинамічних профілів за наявності турбулізаторів при критич-

ному (передзривному) режимі обтікання. Топологія сітки для дослідження течії в аеродинамічних решітках з турбулізаторами зберігалася ідентичною розрахункової сітці для решітки з гладких лопаток.

Для даної решітки відповідно до рекомендацій [2] висота елементів шорсткості при числі Маха на вході в решітку  $M_w = 0,43$  визначається як 0,25 мм.

У роботі досліджувалася течія в решітках аеродинамічних профілів з різною густиною розміщення турбулізаторів. В роботі пропонується розміщення турбулізаторів на поверхні лопатки оцінювати коефіцієнтом густини розміщення турбулізаторів:

$$K_t = \frac{z \cdot S_t}{S_0},$$

де  $z$  — кількість турбулізаторів на поверхні лопатки;  $S_t$  — площа поперечного перерізу одиничного турбулізатора;  $S_0$  — площа поверхні, де розташовані турбулізатори.

Елементи штучної шорсткості розміщувалися на вхідній ділянці спинки лопатки, яка становила 30 % площі поверхні лопатки. В роботі досліджувалися характеристики решіток профілів при густині розміщення турбулізаторов 0,36; 0,24; 0,18. Форма елементів штучної шорсткості — півсфера.

Виходячи з того, що використання турбулізаторов призводить до розширення беззривного режиму обтікання, в якості цільової функції обрана залежність рівня втрат на критичному режимі від густини розміщення турбулізаторів.

На рис. 4–6 представлено миттєве векторне поле швидкостей при числі Маха на вході  $M_w = 0,43$  при куті атаки  $i = 12^\circ$  для решіток з різною густиною елементів шорсткості.

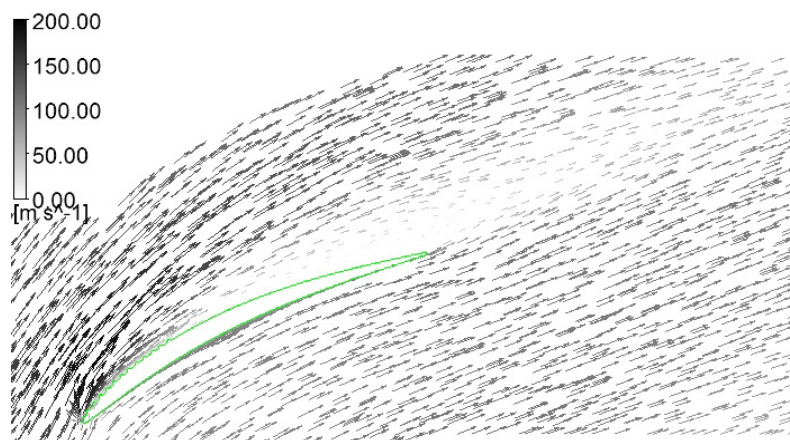


Рис. 4. Миттєве векторне поле швидкостей на решітці профілів при коефіцієнті густини розміщення турбулізаторів  $K_t = 0,36$

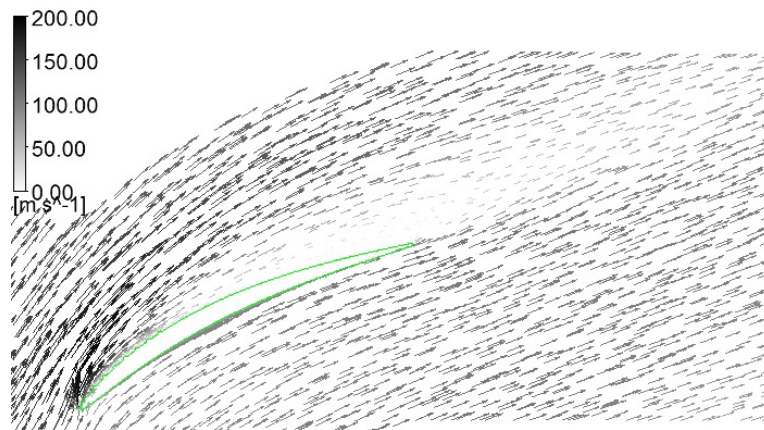


Рис. 5. Миттєве векторне поле швидкостей на решітці профілів при коефіцієнті густини розміщення турбулізаторів  $K_t = 0,24$

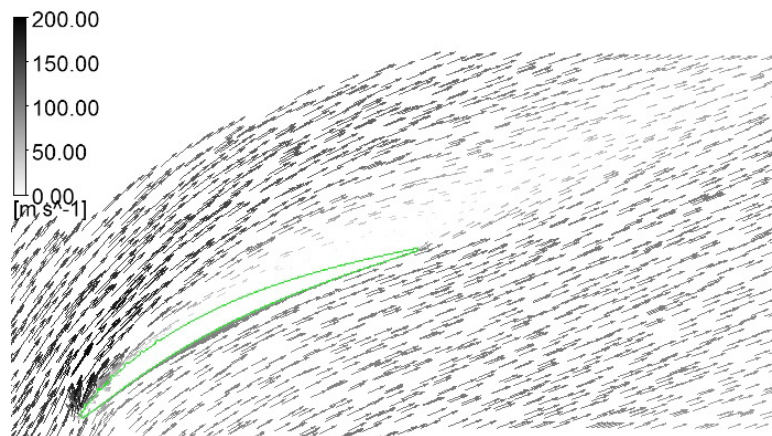


Рис. 6. Миттєве векторне поле швидкостей на решітці профілів при коефіцієнті густини розміщення турбулізаторів  $K_t = 0,18$

Аналізуючи картину обтікання решітки з гладкими лопатками та решіток з турбулізаторами, можна зробити загальний висновок, що висота турбулізаторів розраховано правильно і має місце ефективне використання інтенсифікації енергообміну всередині примежового шару і між примежовим шаром і ядром потоку. Турбулізатори створюють перемішування турбулентного шару, тим самим затягуючи його відрив.

Для того, щоб оцінити вплив густоти розміщення турбулізаторів за результатами чисельного моделювання був розрахований коефіцієнт втрат повного тиску.

На рис. 7 показана залежність коефіцієнта втрат повного тиску  $\xi$  від коефіцієнта густини розміщення турбулізаторів  $K_t$ .

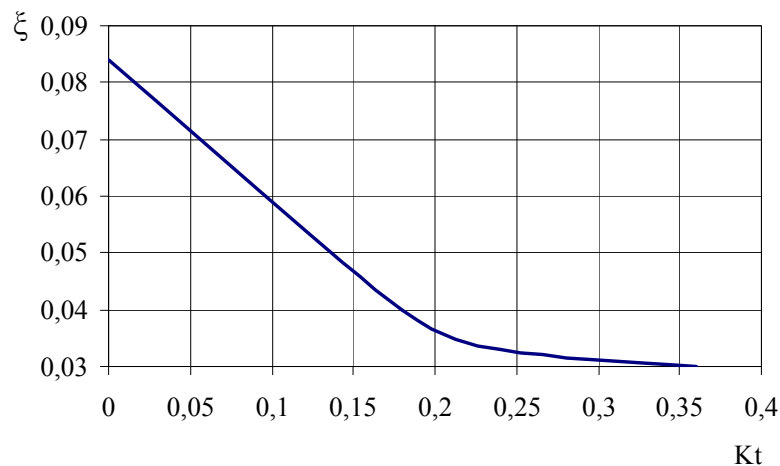


Рис. 7. Залежність коефіцієнта втрат повного тиску  $\xi$  від коефіцієнта густини розміщення турбулізаторів  $K_t$

Результати числового моделювання течії в решітці аеродинамічних профілів показали, що при установці турбулізаторів на поверхні лопаток значення коефіцієнта втрат повного тиску на максимальному режимі роботи решітки знижується з 0,084 (для решіток з гладких лопаток) до 0,041...0,03. Результати числового моделювання показали, що густина розміщення турбулізаторів істотно впливає на зміну рівня втрат. При коефіцієнті густини розміщення турбулізаторів  $K_t = 0,36$  спостерігається зниження рівня втрат на 5,4 % порівняно з решітками з гладких лопаток.

### Висновки

1. Результати числового моделювання течії в решітці з гладких лопаток при кутах атаки  $i = 0...15^\circ$  показали суттєвий вплив густини розміщення турбулізаторів на зміну рівня втрат в решітці аеродинамічних профілів на предзривних режимах.

2. Проведено числове моделювання течії в решітці аеродинамічних профілів з турбулізаторами на поверхні лопатки з різною густиною розміщення на критичному режимі обтікання.

3. Використання елементів штучної шорсткості на входній ділянці спинки лопатки (на 30 % площі опуклою поверхні лопатки) з коефіцієнтом густини розміщення 0,18 ... 0,36 призводило до зниження значення коефіцієнта втрат повного тиску на критичному режимі роботи решітки з 0,084 ... 0,12 (для решіток з гладких лопаток) до 0,03 ... 0,041.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Чжен П. Управление отрывом потока / П. Чжен. — М. : Мир, 1979. — 552 с.
2. Терещенко Ю. М. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов компрессоров / Ю. М. Терещенко. — М. : Машиностроение, 1987. — 168 с.
3. Zhao S. Exploring the intention of using aspirated cascade to replace tandem cascades / S. Zhao, J. Luo, X. Lu, J. Zhu // Journal of Thermal Science. — 2010. — Vol. 19, Issue 5. — P. 390–396. doi: 10.1007/s11630-010-0399-4.
4. McGlumphy J. 3D Numerical Investigation of Tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor / J. McGlumphy, Ng Wing-Fai, R. Steven, W. Kempf, S. Kempf // Journal of Turbomachinery. — 2010. — Vol. 132, Issue 3. — P. 1–9. doi: 10.1115/1.3149283.
5. Shen C. Numerical and experimental investigation of an axial compressor flow with tandem cascade / C. Shen, X. Qiang, J. Teng // Journal of Thermal Science. — 2012. — Vol. 21, Issue 6. — P. 500–508. doi: 10.1007/s11630-012-0574-x.

6. Back S. C. Effects of reynolds number and surface roughness magnitude and location on compressor cascade performance / S. C. Back, G. V. Hobson, S. J. Song, K. T. Millsaps // Journal of Turbomachinery. — 2012. — Vol. 134, Issue 5. — P. 051013-051013-6. doi: 10.1115/1.400382.1

7. Back S. C. Impact of surface roughness on compressor cascade performance / S. C. Back, J. H. Sohn, S. J. Song // Journal of Fluids Engineering. — 2010. — Vol. 132, Issue 6. — P. 064502-064502-6. doi: 10.1115/1.4001788.

8. Yang H. The effect of blade profile parameter on thermodynamic performance parameter of axial flow compressor // H. Yang, H. Xu // International Journal of Computer Applications in Technology. — 2014. — Vol. 50, Issue 3–4. — P. 247–252.

9. Taylor R. P. Surface roughness measurements on gas turbine blades / R. P. Taylor // Journal of Turbomachinery. — 1990. — Vol. 112, Issue 3. — P. 175–180. doi: 10.1115/1.2927630.

10. Bogard D. G. Characterization and laboratory simulation of turbine airfoil surface roughness and associated heated transfer / D. G. Bogard, D. L. Schmidt, M. Tabbita // Journal of Turbomachinery. — 1998. — Vol. 120, Issue 2. — P. 337–342. doi: 10.1115/96-GT-386.

### REFERENCES

1. Chzhen P. Upravlenie otrivom potoka / P. Chzhen. — M. : Mir, 1979. — 552 p.
2. Tereschenko Yu. M. Ajerodinamicheskoe sovershenstvovanie lopatochnyh apparatov / Yu. M. Tereschenko. — M. : Mashinostroenie, 1987. — 168 p.
3. Zhao S. Exploring the intention of using aspirated cascade to replace tandem cascades / S. Zhao, J. Luo, X. Lu, J. Zhu // Journal of Thermal Science. — 2010. — Vol. 19, Issue 5. — P. 390–396. doi: 10.1007/s11630-010-0399-4.
4. McGlumphy J. 3D Numerical Investigation of Tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor / J. McGlumphy, Ng Wing-Fai, R. Steven, W. Kempf, S. Kempf // Journal of Turbomachinery. — 2010. — Vol. 132, Issue 3. — P. 1–9. doi: 10.1115/1.3149283.
5. Shen C. Numerical and experimental investigation of an axial compressor flow with tandem cascade / C. Shen, X. Qiang, J. Teng // Journal of Thermal Science. — 2012. — Vol. 21, Issue 6. — P. 500–508. doi: 10.1007/s11630-012-0574-x.
6. Back S. C. Effects of reynolds number and surface roughness magnitude and location on compressor cascade performance / S. C. Back, G. V. Hobson, S. J. Song, K. T. Millsaps // Journal of Turbomachinery. — 2012. — Vol. 134, Issue 5. — P. 051013-051013-6. doi: 10.1115/1.400382.1
7. Back S. C. Impact of surface roughness on compressor cascade performance / S. C. Back, J. H. Sohn, S. J. Song // Journal of Fluids Engineering. —

2010. — Vol. 132, Issue 6. — P. 064502-064502-6. doi: 10.1115/1.4001788.

8. *Yang H.* The effect of blade profile parameter on thermodynamic performance parameter of axial flow compressor // H. Yang, H. Xu // International Journal of Computer Applications in Technology. — 2014. — Vol. 50, Issue 3-4. — P. 247-252.

9. *Taylor R. P.* Surface roughness measurements on gas turbine blades / R. P. Taylor // Journal of

Turbomachinery. — 1990. — Vol. 112, Issue 3. — P. 175-180. doi: 10.1115/1.2927630.

10. *Bogard D. G.* Characterization and laboratory simulation of turbine airfoil surface roughness and associated heated transfer / D. G. Bogard, D. L. Schmidt, M. Tabbita // Journal of Turbomachinery. — 1998. — Vol. 120, Issue 2. — P. 337-342. doi: 10.1115/96-GT-386.

Стаття надійшла до редакції 31.08.2016