

**Карпик А. О.**

асистент

**Харківський  
політехнічний інститут****Karpik A.****National Technical  
University "Kharkiv  
Polytechnic Institute**

УДК 621.51+539.3

DOI: 10.37128/2306-8744-2019-2-5

## **ОЦІНКА НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЛОПАТКИ НА БАЗІ УСТАНОВЛЕНОЇ МІЖПРОГРАМНОЇ ВЗАЄМОДІЇ РОЗРАХУНКОВИХ КОМПЛЕКСІВ**

На основі чисельного моделювання в'язкої течії газу, що базується на рівняннях Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом (RANS-модель), був проведений статичний аналіз лопатки компресора газотурбінного двигуна. Розрахунок параметрів течії виконаний в нестационарній тривимірній постановці. В результаті було отримано розподіл полів тиску і швидкості в міжлопатковому каналі та виявлені несприятливі зони течії, визначений їх характер. На другому етапі було розроблено алгоритм, за допомогою якого встановлено взаємодію газодинамічного та механічного розрахункових комплексів. Отриманий розподілений тиск розглядається як крайові умови для скінченноелементної моделі лопатки. В результаті установаження міжпрограмної взаємодії сформований макрос для розподіленого тиску на скінченно елементній моделі лопатки. Наведено результати розрахунку роботи розробленого алгоритму, визначені напруження та переміщення під дією основного силового навантаження.

**Ключові слова:** міжлопатковий канал, в'язка течія, чисельне моделювання, розподілений тиск, скінченно-елементна модель, напружено-деформований стан.

**Постановка проблеми.** Лопатковий апарат компресорів сучасних газотурбінних двигунів знаходиться під дією інтенсивних статичних і динамічних навантажень. Ряд конструкційних особливостей компресорних лопаток вимагає детального сумісного аналізу статички та коливачь. Виникнення періодично змінних газових сил обумовлено нерівномірністю газового потоку в проточній частині. Аеродинамічні сили нестационарного характеру є причиною виникнення високих вібраційних напружень лопаток, що може привести до руйнування конструкції [1].

Попереднім етапом розв'язку динамічної задачі є розрахунки на статичну міцність. При цьому розподіл компонентів напружено-деформованого стану може розглядатись як верхня оцінка відповідних компонентів та інтенсивності напружень.

Тому для необхідності розв'язку задачі вимушених коливачь лопаток, виникає

необхідність проведення газодинамічного моделювання потоку в міжлопатковому каналі. В результаті отримане розподілення полів тиску на поверхні лопатки визначає основне силове навантаження та є причиною коливачь лопаткового апарату.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Для розрахунку в'язкої течії в міжлопатковому каналі використовуються CFD пакети, що застосовуються для розв'язання рівнянь газової динаміки. У них реалізовані найбільш ефективні обчислювальні алгоритми для розв'язку систем рівнянь у вигляді методів скінчених різниць та скінчених об'ємів [2]. Чисельне моделювання потоку газу, що проводять в стаціонарній постановці не дозволяє врахувати «статор-ротор взаємодію», вторинні течії, взаємодія кромоч слідів, які мають вплив на достовірність отриманих результатів моделювання. Реальна течія в міжлопатковому каналі характеризується



турбулентністю, відривом потоку і виникненням вторинної течії [3]. Урахування турбулентності є одним з визначальних чинників для оцінки характеристик реальної течії, отже, математична модель повинна включати відповідні рівняння.

Багато наукових робіт присвячено проведенню механічних розрахунків елементів турбомашин. Розрахунок реальної лопатки на статичну міцність з урахуванням всіх діючих навантажень представляє собою складну задачу, яка не має в загальному випадку аналітичного розв'язку, але яка розв'язується за допомогою чисельних методів. Одним з основних чисельних методів є метод скінчених елементів, який передбачає дискретизацію тривимірного континууму на відокремлені скінченні елементи. Для використання елементів з криволінійними границями, якими характеризуються лопатки, важливим є спосіб дискретизації в якому надається можливість без труднощів побудувати інтерполяційні многочлени [7].

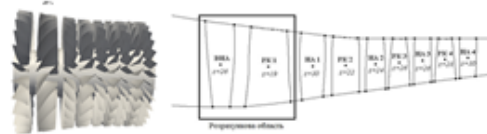
**Мета досліджень.** В даній статті надано результати статичного розрахунку лопатки компресора газотурбінного двигуна на основі газодинамічного моделювання потоку в міжлопатковому каналі. Задачу було вирішено в декілька етапів:

- 1) визначення параметрів течії в міжлопатковому каналі;
- 2) підготовка та застосування програмного забезпечення для проведення міжпакетної взаємодії для газодинамічного процесору та програмного комплексу аналізу НДС;
- 3) розв'язок задачі визначення НДС при дії розподіленого по поверхні лопатки тиску.

Лопатки компресору газотурбінного двигуна виготовлені з титанового сплаву. Найбільш складну форму має лопатка першої ступені. Перо лопатки звужується від вхідної крайки до вихідної. Хорда профілю розширюється від кореневого перерізу до периферії. Лопатка характеризується великою закрутою та парусністю. На основі даних особливостей в якості об'єкта дослідження була вибрана робоча лопатка першого робочого колеса.

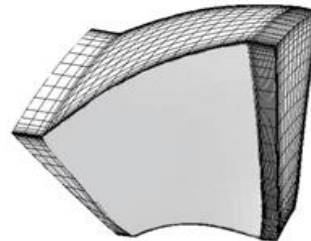
Чисельне моделювання проведено за допомогою програмного комплексу F [2, 6], який базується на рішенні систем рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом.

Була створена розрахункова модель, що включає вхідний направляючий апарат та перше робоче колесо (ВНА та 1РК). Меридіональний переріз проточної частини зображено на рис. 1

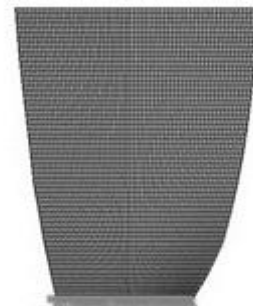


**Рис. 1. Осьовий компресор ГТД**

- а) проточна частина
  - б) розрахункова область ВНА – вхідний направляючий апарат; РК – робоче колесо; НА – направляючий апарат.
- Розрахункова сітка обчислюваної області зображена на рис. 2.



**Рис. 2. Розрахункова сітка в міжлопатковому каналі**



**Рис. 3. Скінченно-елементна сітка лопатки**

В механічному пакеті була побудовано трьохвимірну модель лопатки, що використовується для проведення чисельних розрахунків. Скінченно-елементну сітку наведено на рис. 3. Оскільки лопатки компресора кріпляться до диску, в якості граничних умов для проведення аналізу було прийнято закріплення за трьома осями хвостовика лопатки.

Матеріал лопатки - сплав титану, механічні властивості якого представлені в табл. 1.

**Таблиця 1**

**Механічні властивості матеріалу лопатки**

Модуль Юнга E, Па	Густина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	K-т Пуасона $\nu$	Межа текучості, $\sigma$ , Па	Межа міцності $\sigma$ , Па
1.1460E+11	4500	0.3	9.3E+08	1.07E+09



**Математична модель.** Турбулентний потік в'язкого стисливого газу багатоступеневого компресора описується системою рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом (RANS-модель).

Рівняння (1) записано в локальній криволінійній системі координат, що зв'язана з обтікаючими тілами та обертається з постійною кутовою швидкістю  $\Omega$  відносно осі [8]

$$\frac{\partial QJ}{\partial t} + \frac{\partial F_j J}{\partial \psi_i} = HJ, \quad (1)$$

де

$$Q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u_1 \\ \rho u_2 \\ \rho u_3 \\ h \end{bmatrix}; F_j = \begin{bmatrix} \rho u_j \\ \rho u_1 u_j + \delta_{1j} p - \tau_{1j} \\ \rho u_2 u_j + \delta_{2j} p - \tau_{2j} \\ \rho u_3 u_j + \delta_{3j} p - \tau_{3j} \\ (h + p)u_j - u_i \tau_{ij} + q_j \end{bmatrix};$$

$$H = \begin{bmatrix} 0 \\ 2\rho u_2 \Omega + \rho \Omega^2 r_x \\ -2\rho u_1 \Omega + \rho \Omega^2 r_y \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix};$$

$Q$  – вектор консервативних змінних;

$F_j$  – вектор потоку;  $H$  – вектор джерельних

членів;  $J$  – Якобіан перетворення координат;

$\psi_i$  – криволінійні координати.

Для урахування процесу турбулентності використовується  $k-\omega$  SST модель Ментера [4].

Вихідні рівняння чисельно інтегруються за допомогою ітераційної явної-неявної різницевої схеми [2].

На вході в розрахункову область задаються: розподіл за радіусом повного тиску, повної температури, меридіонального і тангенціального кутів, які задають напрямки вектора швидкості.

В комплексі аналізу напружено-деформованого стану (НДС) проводиться статичний розрахунок лопатки. Отримані результати статичного аналізу використовуються для визначення переміщень, напружень, деформацій, що виникають в лопатці.

Для розв'язку використовуються метод скінченних елементів (МСЕ). Для розв'язання

задачі при дії незмінного тиску розглядається система лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$[K]\{u\} = \{F\}, \quad (2)$$

де  $[K]$  – матриця жорсткості;  $\{F\}$  –

вектор вузлових сил;  $\{u\}$  – вектор вузлових переміщень.

Компоненти вектора вузлових сил

$\{F\}$  включають сили від поверхневого тиску.

**Виклад основного матеріалу дослідження.**

В результаті розрахунку були отримані розподілені поля швидкості і тиску газового потоку. Наявність радіального зазору над вінцем робочих лопаток істотно впливає на розподіл полів тиску і роботу ступені. При наявності градієнта тиску між спинкою і коритцем профілю лопатки відбувається перетікання газу через радіальний проміжок [5]. В результаті зниження перепаду тиску зменшується робота ступені. Розподіл полів тиску зображено на рис. 4.

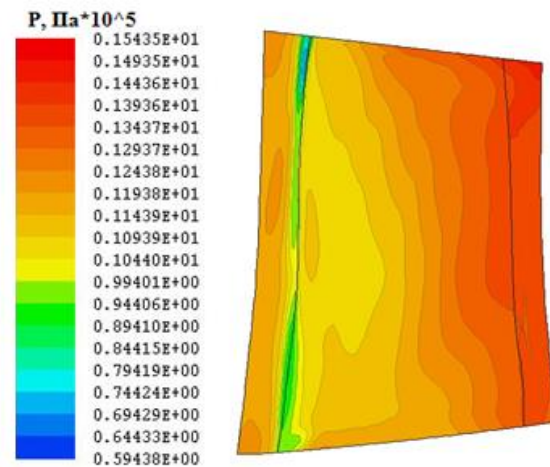


Рис. 4. Розподілення полів тиску

Результатом розрахунку в CFD-розв'язувачі  $F$  є газодинамічні параметри потоку в проточній частині осевого компресора (тиск, швидкість і т.д.). Шляхом обробки і конвертації даних тиску, отриманих в пакеті  $F$ , надається можливість методом скінченних елементів розрахувати міцність лопаткового апарату в програмному комплексі скінченно-елементного аналізу. Дані дослідження дозволяють забезпечити оптимальну організацію потоку в міжлопатковому каналі і підвищити аеродинамічну якість профілів лопаткового апарату. З цією метою було розроблене програмне забезпечення (ПЗ) для встановлення міжпрограмної взаємодії.

Вхідними даними ПЗ є: розподілений тиск, отриманий після розрахунку, та координати вузлів сітки в програмному комплексі  $F$ , побудованої для лопатки першого робочого колеса; координати скінченно-



елементної сітки для моделі в програмному комплексі визначення НДС, номера вузлів, що утворюють елемент розрахункової сітки. Газодинамічний параметр у вигляді розподіленого тиску, розрахований в пакеті F, є вхідним параметром для роботи в програмному комплексі визначення НДС для обчислення переміщень та напружень лопатки компресору, які в подальшому дозволяють обчислити коливання лопаткового апарату.

За допомогою розробленого програмного засобу проводиться експорт значень розподіленого тиску в комірки сітки з F пакету на скінченно-елементну сітку програмного комплексу визначення НДС для подальшого формування макросів. Експорт проводився при встановленні взаємодії орієнтації координатних осей та положення лопатки. У зв'язку з тим, що просторова орієнтація лопатки в програмних комплексах

різна, то в даному алгоритмі реалізований принцип визначення кута повороту та значення переміщення моделі лопатки. Завдяки тому, що розбиття моделі на розрахункову сітку в програмному комплексі визначення НДС було проведено наближено до сітки газодинамічного пакету, але не є ідентичним, була виконана інтерполяція тиску по поверхні лопатки.

На наступному етапі користувач вводить числове значення похибки та відсоткову розмірність довжини лопатки, для якої буде виконано порівняння за координатами сітки з даним значенням похибки (рис.5). Таким чином, надається можливість варіювати значення похибки для збільшення ймовірності унікальних співпадінь. Після порівняння файлів виводиться звітна статистика, що включає інформацію стосовно кількості унікальних співпадінь та значень тиску, знайденого за допомогою інтерполяції даних.

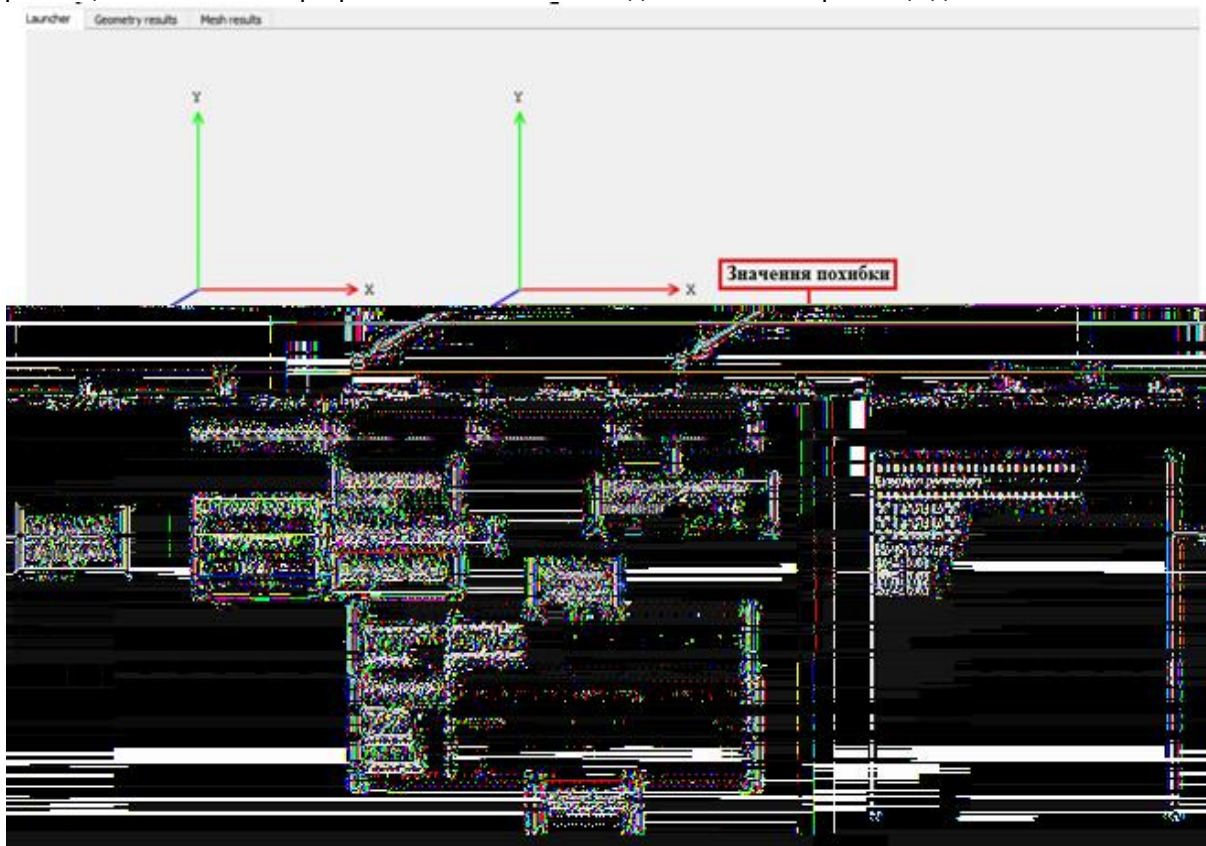


Рис. 5. Інтерфейс програми

Розроблений алгоритм передбачає, що розподілений тиск прикладений до кожного восьмивузлового елемента скінченно-елементної сітки. У зв'язку з тим, що розподілений тиск прикладений по поверхні лопатки, то в алгоритмі обумовлено виділення чотирьох поверхневих вузлів, які відповідають значенню тиску, а останнім чотирьом присвоєно нульове значення (рис. 6)

Результатом роботи програми є підготовлений файл з макросами для розподілення тиску по поверхні лопатки з

метою подальшого проведення розрахунків (рис. 7). В отриманому файлі записані у вигляді макросу номери вузлів, що відносяться до одного елемента скінченно-елементної сітки програмного комплексу визначення НДС, та розраховане значення розподіленого тиску. Розроблений алгоритм дозволяє визначити розподілення тиску зі сторони тиску ( знак «+») та сторони розрідження (знак «-») лопатки. Результат прикладеного тиску на кожен елемент сітки зображено на рис. 8.

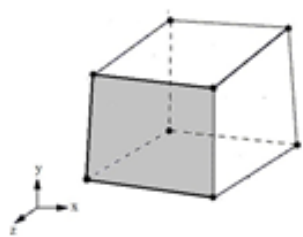
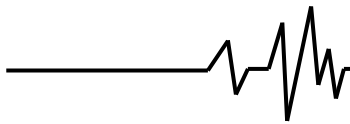


Рис. 6. Восьми вузловий елемент сітки

```
FLST,2,4,1,ORDE,4
FITEM,2,8367
FITEM,2,8564
FITEM,2,8368
FITEM,2,8559
/GO
!*
SF,P51X,PRES,106110

FLST,2,4,1,ORDE,4
FITEM,2,8368
FITEM,2,8559
FITEM,2,8369
FITEM,2,8560
/GO
!*
SF,P51X,PRES,106000

FLST,2,4,1,ORDE,4
FITEM,2,8559
FITEM,2,8554
FITEM,2,8560
FITEM,2,8555
/GO
!*
SF,P51X,PRES,-105993

FLST,2,4,1,ORDE,4
FITEM,2,8560
FITEM,2,8555
FITEM,2,8561
FITEM,2,8556
/GO
!*
SF,P51X,PRES,-105887
```

Рис. 7. Макрос прикладеного тиску на поверхню лопатки

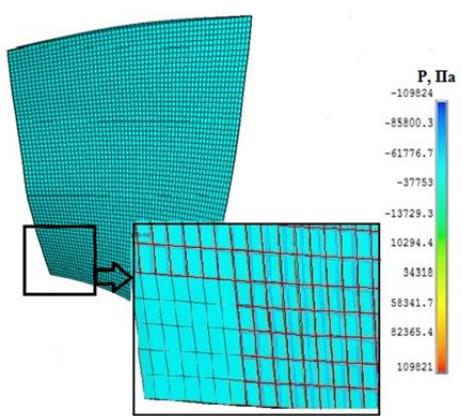


Рис. 8. Розподілений тиск на поверхні лопатки

Проведено розрахунок при постійному тиску. Розподіл компонентів НДС використовується для попередньої оцінки навантаженості лопатки [7, ]. Отримані результати зображені на рис. 9 у вигляді інтенсивності напружень за Мізесом. Максимальне значення інтенсивності напружень складає 662 МПа, що є меншим границі плинину. Таким чином деформування проходять в пружній області. Локалізація областей високих напружень спостерігається у кореня лопатки, яким вона кріпиться до диску.

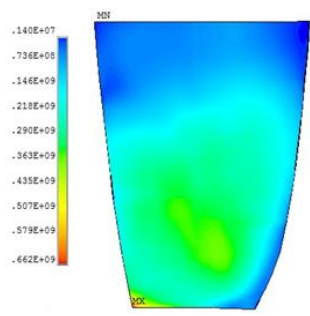


Рис. 9. Результати розрахунку напружень за Мізесом

**Висновок.** В даній роботі був проведений статичний аналіз лопатки на основі тривимірного моделювання потоку. Виконаний аналіз може розглядатись як попередня оцінка рівня напружено-деформованого стану. На першому етапі розрахунку було проведено моделювання потоку в міжлопатковому каналі компресора. Реалізована математична модель течії дозволяє визначити основні параметри течії (тиск, швидкість)

Була встановлена міжпрограмна взаємодія, за допомогою якої вихідні дані з CFD-програми у вигляді файлів з розподіленим тиском та координатами вузлів розрахункової сітки були імпортовані до механічного програмного комплексу з метою визначення рівня напружень. Проведена інтерполяція тиску по поверхні лопатки з урахуванням відмінностей розрахункових сіток.

Визначено, що максимальні значення переміщень присутні на вхідній кромці лопатки. В результаті визначення еквівалентних напружень за Мізесом з картини розподілення встановлено, що максимальний рівень спостерігається в місці закріплення кореня лопатки. Надалі даний підхід планується реалізувати для розрахунку вимушених коливань лопатки.

**Список використаних джерел**

1. Биргер И. А., Шорр Б. Ф. Динамика авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Ершов С. В., Русанов А. В. Проблемы численного моделирования трехмерных вязких течений в осевых и центробежных компрессорах // Вісник СумДУ. – 2005. – № 1 (73). – С. 25 – 34.
3. Karpik A., Vorobiev Yu. Nonlinear Analysis Of Gas Flow In Compressors Stage



Based On Cfd-Method // Proceeding of the 5 th International Conference «Nonlinear Dynamics – 2016», 27 – 30, 2016, Kharkov. – Kharkov, 2016, – P. 318 – 319.

4. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. – 1994. – V. 32. – No. 8. – P. 1598 – 1605.

5. Карпик А. А., Яковлев В. А., Воробьев Ю. С. Анализ газодинамической структуры потока в решетках профилей осевого компрессора газотурбинного двигателя // Проблемы машиностроения. – 2015. – №. 18, 4/2. – С. 18 – 23.

6. Ершов С. В., Яковлев В. А. Аэродинамическая оптимизация лопаточных аппаратов турбин: подходы, методы, результаты // Проблемы машиностроения. Серия: Аэро- и гидромеханика в энергетических машинах. – 2012. – Т. 15 (№ 2). – С. 3 – 13.

7. Воробьев Ю. С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – Київ: Наукова думка, 1988. – 224 с.

#### References

1. Birger I. A., Shorr B. F. Dinamika aviatsionnykh gazoturbinykh dvigateley [Dynamics of aviation gas-turbine engines]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1981. 232 p.

2. Yershov S. V. Rusanov A. V. Problemy chislennogo modelirovaniya trekhmernykh vyazkikh techeniy v osevykh i tsentrobeznykh kompressorakh [Problems of numerical simulation of three-dimensional viscous flow sinaxial and centrifugal compressors]. *Visnyk SumDU* [Bulletin of Sumy State University]. 2005, no. 1 (73), pp. 25–34.

3. Karpik A., Vorobiev Yu. Nonlinear Analysis Of Gas Flow In Compressors Stage Based On Cfd-Method. Proceeding of the 5 th International Conference «Nonlinear Dynamics – 2016», Sept. 27 – 30, 2016, Kharkov. Kharkov, 2016, pp. 318–319.

4. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA J. 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605.

5. Karpik A. A., Yakovlev V. A., Vorobiev Yu. S. Analiz gazodinamicheskoy struktury potoka v reshetkakh profilyey oseвого kompressora gazoturbinnogo dvigatelya [Analysis of the gas-dynamic structure of the flow in the blade channel of the axial compressor of a gas turbine engine]. *Problemy mashinostroyeniya* [Problems of Mechanical Engineering]. 2015, no. 18, 4/2, pp. 18–23.

6. Yershov S., Yakovlev V. Aerodinamicheskaya optimizatsiya lopatochnykh apparatov turbin : podkhody, metody, rezultaty

[Aerodynamic optimization of turbine blades : approaches, methods, results]. *Problemy mashinostroyeniya. Seriya : Aerodinamika i gidromekhanika v energeticheskikh mashinakh* [Problems of Mechanical Engineering. Ser. : Aero- and hydromechanics for energy machinery]. 2012, vol. 15, no. 2, pp. 3–13.

7. Vorob'yev Yu. S. Kolebaniya lopatochnogo apparata turbomashin [Колебания лопаточного аппарата турбомашин]. Kyiv, Naukova dumka Publ., 1988. 224 p.

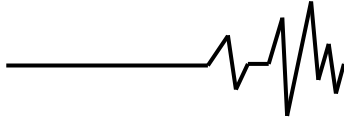
#### ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТКИ НА БАЗЕ УСТАНОВЛЕННОГО МЕЖПРОГРАММНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАСЧЕТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

На базе численного моделирования вязкого течения газа на основе уравнений Навье-Стокса, усредненных по Рейнольдсу (RANS-модель), был проведен статический анализ лопатки компрессора газотурбинного двигателя. Расчет параметров течения в нестационарной трехмерной постановке проведен с помощью программного комплекса *F*. В результате были получены распределенные поля давления и скорости в межлопаточном канале, и выявлены неблагоприятные зоны течения. На втором этапе был разработан алгоритм, с помощью которого установлена взаимосвязь газодинамического и механического расчетных комплексов. Полученное распределенное давление было приложено на конечно-элементную модель лопатки и проведен статический анализ.

**Ключевые слова:** межлопаточный канал, вязкое течение, численное моделирование, распределенное давление, конечно-элементная модель, напряженно-деформируемое состояние.

#### ESTIMATION OF THE STRESS-STRAIN STATE OF THE BLADE BASED ON INTERPROGRAM INTERACTION OF PROGRAM COMPLEXES

Basis of numerical simulation of turbulent viscous gas flow, using the Navier-Stokes equations averaged the Reynolds (RANS-model), a static analysis of the gas turbine compressor blade was performed. The simulation of flow parameters in three-dimensional formulation was carried out. For the solution of system of the equations the iterative differential scheme was built. The initial equations are integrated numerically by use of the iterative explicit and implicit differential scheme with a second order approximation. The differential two-parametrical  $k-\omega$  SST Menter's model is used as a model of



turbulence. As a result, distributed pressure and velocities in the blades channel were obtained and unfavorable flow zones were identified. At the second stage, was developed algorithm by which the interrelation of the gas-dynamic and mechanical calculation program was established. As a result, distributed pressure was applied to the

finite-element model of the blade and a static analysis was performed. Static calculation makes it possible to calculate the stress-strain state of the construction.

**Key words:** blade channel, viscous flow, numerical simulation, distributed pressure, finite element model, stress-strain state.

#### ***Відомості про авторів***

***Карпик Анна Олександрівна*** – асистент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; e-mail: Karpikann@gmail.com.

***Карпик Анна Александровна*** – асистент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, e-mail: Karpikann@gmail.com

***Karpik Anna*** – assistant, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute), Kharkiv e-mail: Karpikann@gmail.com