

Для расчетов потерь, а также для определения и прогнозирования всех составляющих баланса энергоресурсов предприятия (выработка/поставка, отпуск, потери и т.п.), что позволяет снизить потребляемую мощность в часы пиковых нагрузок энергосистемы, целесообразна реализация в рамках АСКУЭ специализированных подсистем интеллектуального анализа данных и экспертных подсистем.

Перспективным является также использование в составе АСКУЭ интеллектуальных подсистем поддержки принятия и исполнения решений, основанных на знаниях, формализуемых в рамках технологии искусственного интеллекта, и опыте высококвалифицированных специалистов, накапливаемом в базах знаний.

Список литературы: 1.Справочник потребителя электроэнергии. Глоссарий [Электронный ресурс] / TRIOS, 2004-2009. – Режим доступа: \www/ URL: <http://www.e-meter.info/gloss.php> – Загл. с экрана.2.Автоматизированная система коммерческого учета электроэнергии [Электронный ресурс] / Компания РС Автоматизация. – Trillium Group, 2001-2009. – Режим доступа: \www/ URL: <http://www.rsautomation.ru/index.php?page=askue&lang=ru> – Загл. с экрана. АСКУЭ современного предприятия [Электронный ресурс] / Электронный журнал энергосервисной компании «ЭСКО» – 2002. – №6. – Режим доступа: \www/ URL: http://escosys.narod.ru/2002_6/art12.htm. – Загл. с экрана.3.Свідोцтво про реєстрацію авторського права на твір № 19079. Комп'ютерна програма «Автоматизированная система коммерческого учета электроэнергии "Smartlink"» [Текст] / Иванов О.Ю., Розновец О.И., Найко С.С., Сомсіков О.С., Роша Ю.П. – Міністерство освіти і науки України, Державний департамент інтелектуальної власності. – 9.01.2007 р. – 1 с. 4.Волощук, Л.А. Система автоматизированного дистанционного учета потребления электроэнергии предприятием [Текст] / Волощук Л.А., Розновец О.И., Коноплев А.И. // Стратегия качества в промышленности и образовании: материалы V международной конференции, 6-13 июня 2009 г. Варна, Болгария. В 2-х томах. Том I. Составители: Хохлова Т.С., Хохлов В.А., Ступак Ю.А. – Днепропетровск-Варна, 2009. – с. 678 – 680 5.Волощук, Л.А. Эффективное управление потреблением электроэнергии на основе использования АСКУЭ [Текст] / Волощук Л.А., Розновец О.И. // Новые и нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении: материалы научно-технической конференции, 19-20 мая 2009 г. Одесса. / под ред. Копейкиной М.Ю. – Киев : АТМ Украины, 2009 г. – с. 18 – 22
Поступила в редколлегию 19.05.2011

УДК 629.7.035.03–036.34

Ю.М.ТЕРЕЩЕНКО, д-р техн.наук.,проф., НАУ, Киев

І.О. ЛАСТІВКА, канд. техн.наук, доц., НАУ, Киев

ВПЛИВ ІНТЕНСИВНОСТІ УПРАВЛІННЯ ОБТІКАННЯМ НА ВІБРОНАПРУЖЕННЯ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Проведено дослідження впливу інтенсивності газодинамічного управління обтіканням лопаток направляючого апарату на вібронапруження лопаток ротора компресора газотурбінного двигуна при резонансних коливаннях.

Ключові слова: управління обтіканням, нерівномірність потоку, вібронапруження.

Проведено исследование влияния интенсивности газодинамического управления обтеканием лопаток направляющего аппарата на вибронпряжения лопаток ротора компрессора газотурбинного двигателя при резонансных колебаниях.

Ключевые слова: управление обтеканием, неравномерность потока, вибронапряжения.

The influence of gasdynamic flow control intensity of guide vanes on the rotor vanes vibrostress of gas turbine engine during resonance oscillation was researched.

Key words: flow control, flow distortion, vibrostress.

Вступ

В повітряних чи газових компресорах, в газових турбінах повітря або газ рухається через систему нерухомих і обертових аеродинамічних решіток. Це означає, що існує силова взаємодія між потоком повітря (газу) і лопатками. Аеропружні явища складають одну з основних причин, які впливають на характеристики газотурбінних двигунів, що проектуються. Висока завантаженість лопаток компресора за швидкістю і підвищенням тиску повітря в ступені, досить висока температура на вході в компресор при великих швидкостях польоту свідчить про складне поєднання змінних навантажень вінців лопаток газотурбінних двигунів, під дією яких лопатки знаходяться у стані періодичних коливань або вібрацій.

Вібрації лопаток компресорів і турбін – одна з найбільш складних і гострих проблем, що виникають при створенні авіаційних газотурбінних двигунів. Складність цієї проблеми визначається її комплексним характером – у ній тісно переплетені питання нестационарної аеродинаміки, задачі коливань тонких лопаток, що знаходяться в пружній взаємодії з іншими елементами ротора, питання втомної міцності матеріалу тощо.

Усі види вібрацій лопаток пов'язані з наявністю змінних аеродинамічних сил і діляться на автоколивання (флатер), резонансні коливання лопаток, акустичний резонанс, а також вельми своєрідні коливання лопаток осьового компресора, що викликаються обертовим зривом. Найбільш поширений вид вібрацій лопаток турбомашин – резонансні коливання з частотами, кратними частоті обертання ротора [4]. Їх можна розділити на два типи – низькочастотні, що збуджуються гармоніками великомасштабної нерівномірності потоку на вході в компресор, та високочастотні, які при обертанні лопаток збуджуються при їх перетині з аеродинамічними кромковими слідами вхідного направляючого апарату і направляючого апарату, де має місце колова періодична нерівномірність потоку. При консольній конструктивній реалізації лопаток направляючих апаратів в цих лопатках можуть також виникати резонансні коливання через їх зворотню взаємодію з обертовими лопатками сусідніх робочих коліс.

Постановка задачі

Періодична нерівномірність потоку повітря (газу) на вході в компресор газотурбінного двигуна є однією із основних причин виникнення резонансних коливань лопаток, коли механічні напруження σ в них збільшуються у декілька разів. Вони можуть досягати $[\sigma_{\max}]$ за умовами міцності, що у ряді випадків призводить до виходу з ладу лопаток. У зв'язку з цим важливою і актуальною є задача про напружено-деформований стан лопаток робочих коліс осьових компресорів, вивчення і аналіз аеродинамічних факторів, що впливають на коливання лопаток і на їх динамічну міцність. Серед них розглянемо і оцінимо фактор газодинамічного управління структурою потоку повітря за елементами

статора шляхом видуву додаткової маси повітря в пристінний примежовий шар на профілі решітки вхідного направляючого апарату, та вплив інтенсивності управління обтіканням на нерівномірність потоку і вібронапруження лопаток компресора газотурбінного двигуна.

Вирішення задачі і аналіз досліджень

При обтіканні лопаток решіток вхідного направляючого апарату і направляючого апарату потоком повітря або газу утворюються аеродинамічні кромкові сліди втрат, що є джерелом періодичної колової нерівномірності потоку перед лопатковим вінцем, що обертається. У сліді позаду нерухомого тіла швидкість і повний тиск менші, ніж у зовнішній течії. Таке пониження швидкості і повного тиску означає, що тут відбувається втрата імпульсу, причиною якої є опір тіла. На амплітуду змінних сил, що викликаються вказаними нерівномірностями при обтіканні лопаток і які залежать від режиму обтікання та характеристик відповідних решіток, впливають, головним чином, амплітуди зміни кута атаки і відносної швидкості потоку.

Потік в абсолютному русі неоднорідний в коловому напрямі, а це спричиняє нерівномірність і у відносному русі (рис. 1).

Потік виходить із решіток вхідного направляючого апарату з абсолютною швидкістю c_0 під кутом α і входить в робочі решітки з відносною швидкістю W_1 , направленою під кутом β_1 до фронту решітки робочого колеса. В той момент, коли робоча лопатка проходить зону аеродинамічного сліду за вихідними кромками вхідного направляючого апарату, абсолютна швидкість змінює величину і відповідно цьому відносна швидкість змінюється як за величиною, так і за напрямом. Це призводить до періодичної зміни режиму обтікання робочих решіток, що виражається в зміні розподілу сили тиску за профілем і перебудовою примежового шару, тобто робочі решітки перебуватимуть в пульсуючому потоці. Оскільки відносна швидкість W_1' у сліді менша за швидкість W_1 за межами сліду, сила тиску на спинці робочої лопатки зменшуватиметься, а на увігнутій поверхні – буде зростати в порівнянні з розрахунковим значенням

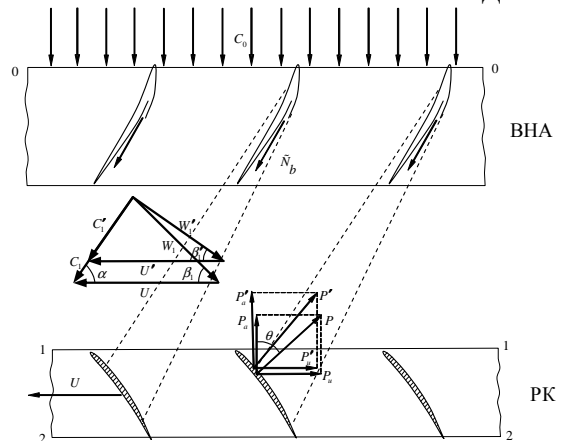


Рис. 1. Зміна обтікання робочих лопаток і повної аеродинамічної сили, що діє на них, за наявності періодичної колової нерівномірності потоку

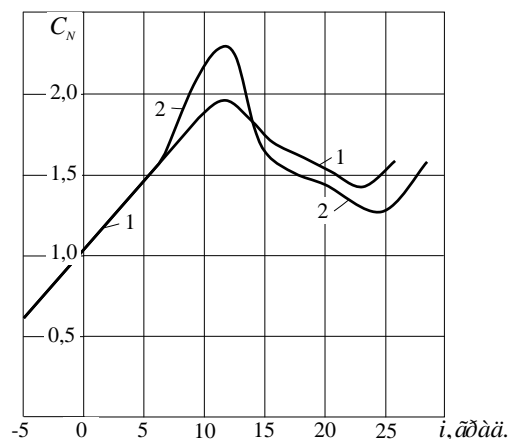


Рис. 2. Залежність коефіцієнта нормальної сили від кута атаки:
1 – для нерухомої лопатки в компресорній решітці;
2 – для лопатки, що коливається.

Зміну нормальної сили, що діє на профіль при перетині слідів, показано на рис. 2 [1]. Із рисунку видно, що коефіцієнт нормальної до хорди сили C_N , що діє на профіль в компресорних аеродинамічних решітках при зміні кута атаки, суттєво змінюється (у 2–3 рази).

Таким чином, можна стверджувати, що періодична колова нерівномірність потоку в осьовому компресорі, обумовлена пульсуючим обтіканням вінців лопаток від аеродинамічних слідів за елементами статора компресора, є причиною збудження в компресорі коливань лопаток робочих коліс і консольно закріплених лопаток направляючих апаратів, які можна класифікувати як стійкі резонансні коливання [2], що збуджуються при збігу власних частот коливань лопаток з частотою зміни збуджуючої дії nz (n – частота обертання, z – число лопаток направляючих решіток). Слід зазначити, що найбільш небезпечними з точки зору віброміцності є коливання лопаток робочих коліс перших ступенів компресора [1, 3, 4].

Розглянемо основні фактори, що визначають інтенсивність коливань лопаток. Якщо припустити згідно з [2], що зміна аеродинамічної сили в часі має вигляд прямокутних імпульсів, то амплітуда зміни сил тиску i -ої гармоніки визначається за формулою:

$$P_i = P_{\bar{e}} \frac{2}{\pi_i} \sin \pi \cdot i \frac{\Delta \tau}{T} \sqrt{S^2 + C^2} = P_{\bar{e}} A_i \sqrt{S^2 + C^2}, \quad (1)$$

$$\text{де} \quad S = \sin \frac{2\pi\tau_1}{T} i + \dots + \sin \frac{2\pi\tau_n}{T} i, \quad C = 1 + \cos \frac{2\pi\Delta\tau}{T} i + \dots + \cos \frac{2\pi\tau_n}{T} i.$$

Величина $\sin \frac{\pi\Delta\tau}{T} i$ враховує розміри аеродинамічного сліду по його ширині, а $\sqrt{S^2 + C^2}$ – кількість лопаток вхідного направляючого апарату або інших елементів статора перед лопатками робочого колеса, що коливаються.

Сумарна аеродинамічна сила, що діє на лопатку в площині коливань, визначається [2]

$$P_{\bar{e}} = P_{A_{\bar{e}}} \cdot \cos \theta + P_{U_{\bar{e}}} \cdot \sin \theta, \quad (2)$$

де θ – кут між напрямом коливань і нормаллю до фронту решіток (в дослідженні вважаємо, що $\theta = \alpha$, рис.1). Величина сил $P_{A_{\bar{e}}}$, $P_{U_{\bar{e}}}$ визначається з рівнянь кількості руху, записаного в проекціях на осі абсцис і ординат, напрями яких співпадають відповідно з напрямом основного потоку і лінією фронту решіток:

$$P_{A_{\bar{e}}} = \frac{F_1 + F_2}{2Z_{\bar{e}}} \rho_1 (\pi - 1), \quad P_{U_{\bar{e}}} = \rho_1 \bar{H}_t \bar{C}_{1a} U_{\bar{e}}^2 \frac{F_1}{r_{\bar{w}} Z_{\bar{e}}}. \quad (3)$$

У разі відсутності управління слідами інтенсивність періодичного збурення визначається залежністю [5]:

$$\Delta P_i = f(\Delta P_A; \Delta P_U), \quad (4)$$

де ΔP_A , ΔP_U – зміна складових повної аеродинамічної сили при періодичній нерівномірності потоку. Повна ж змінна аеродинамічна сила, що діє при резонансних коливаннях, буде:

$$P = P_i + P_j, \quad (5)$$

де P_j – змінна аеродинамічна сила, що виникає через зміну колової швидкості U_ε руху лопатки при коливаннях з відносною швидкістю W_1 повітря. Тоді робота, що здійснюється змінною аеродинамічною силою при коливаннях лопатки протягом періоду коливань на всій її висоті, буде [2]:

$$A = \int_0^T \int_{\bar{d}}^1 [d_1(\Delta P_i) + d_2(\Delta P_j)] x dt = A_\zeta + A_a. \quad (6)$$

Перший доданок A_ζ – аеродинамічне збудження коливань, другий A_a – аеродинамічне демпфування коливань. Баланс енергій при коливаннях виразиться в тому, що робота змінної аеродинамічної сили A дорівнюватиме розсіюванню енергії в матеріалі лопатки і у вузлі її закріплення. Звідси можна визначити амплітуду коливань лопатки при її резонансних коливаннях, а отже, і вібраційні напруження, які в ній виникають. З балансу енергій можна отримати формулу для визначення напруження σ_ε в кореновому перетині лопаток [6], де рівень цього напруження досягає свого найбільшого значення:

$$\sigma_\varepsilon = \frac{\delta P_i \pi I_1 \frac{1}{k}}{\left\{ C'_\mu E \frac{b_k C_k^2}{l} B_1 + C'_3 E \frac{b_k C_k^5}{l^2} B_3 - 19,8 f_1 \frac{I_2}{I_1} \frac{1}{K C_k} \frac{l^2}{E C_k} \left[\frac{\Delta \tau}{T} \delta \bar{P}_{\text{нд}} + \left(1 - \frac{\Delta \tau}{T} \right) \delta \bar{P}_{\text{opt}} \right] \right\}}, \quad (7)$$

$$\text{де } B_1 = \frac{0,164}{\left(1 + 0,4 \frac{\bar{a}_k}{C_k} \right)^2} \int_0^1 \left(1 + \frac{\bar{a}^2}{C^2} \right) \bar{b} \left(\frac{C}{C_k} \right)^3 \bar{x}'' d\bar{l}; \quad B_3 = \frac{0,0067 \left[1 + \left(\frac{\bar{a}_k}{C_k} \right)^2 \right]^2}{\left(1 + 0,4 \frac{\bar{a}_k}{C_k} \right)^2};$$

$$I_1 = \int_0^1 \bar{x} d\bar{l}; \quad I_2 = \int_0^1 \bar{x}^2 d\bar{l}; \quad K = 0,5 X_k'' \left(1 + 0,4 \frac{\bar{a}_k}{C_k} \right) \quad (K = 1,4 - 2,0).$$

Аналіз даного виразу показує, що серед багатьох факторів, які характеризують рівень напружень при резонансних коливаннях лопаток, інтенсивність нерівномірності потоку δP_i здійснює безпосередній вплив на величину σ_ε . У зв'язку з цим очевидним є те, що зниження рівня вібронапружень в лопатках ротора компресора можна досягти за рахунок зменшення рівня періодичної нерівномірності потоку перед вінцем лопатки.

Проведемо дослідження щодо оцінки впливу на рівень періодичної нерівномірності $\alpha = \frac{v_{\text{max}}}{C_0}$ (C_0 – постійна швидкість у ядрі потоку між слідами, v_{max} – максимальна додаткова швидкість у сліді) інтенсивності управління обтіканням, яка оцінюється величиною коефіцієнта імпульсу вдуву [7]:

$$C_\mu = \frac{\rho_b C_b^2}{\rho_0 C_0^2} \cdot \frac{b}{t} \frac{\bar{h}_a}{\sin \gamma}, \quad (8)$$

а також розгляду функціональної залежності $\alpha = f(x; C_\mu)$ для решітки, що обтікається квазітривимірним потоком (C_0, ρ_0 – швидкість і щільність основного

поток; ρ_b, C_b – швидкість і щільність повітря, що видувається з щілин профілю в примежований шар; $\bar{h}_a = h_a/b$ – відносна висота щілини; b/t – густина решітки).

В основі аналітичних розрахунків лежить знаходження товщини втрати імпульсу δ_{Σ}^{**} за вихідною кромкою лопаток в решітці – величини, що визначає інтенсивність аеродинамічних слідів.

Записуючи рівняння імпульсів для примежового шару на поверхні у вигляді

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} + \frac{W'}{W}(2\delta^{**} + \delta^*) = \frac{\tau}{\rho W^2} \quad (9)$$

і вводячи в розгляд функції

$$f' = \frac{W\delta^{**}}{W} X, \quad \xi' = \frac{\tau}{\rho W^2} X, \quad (10)$$

після простих перетворень отримуємо

$$\frac{df'}{dx} = \frac{W'}{W} \{ (1+m)\xi' - [3+m+(1+m)H'] f' \} + \frac{W''}{W'} f', \quad (11)$$

де $m = \frac{R_{\delta^{**}} X'}{X}$, $R_{\delta^{**}} = \frac{W\delta^{**}}{\nu}$; $X = f(R_{\delta^{**}})$.

Вважаючи, що вплив градієнта тиску на течію в пристінних шарах позначається тільки через відношення $\frac{W\delta^{**}}{W}$, а вплив числа Рейнольдса Re – через функцію X , записуємо

$$X = \frac{\rho W^2}{\tau}.$$

Приймаючи для ламінарного обтікання $\xi = 0,219$, $X = R_{\delta^{**}}$, $m = 1$, маємо

$$F_1(f) = (1+m)\xi - [3+m+(1+m)H] f = 0,44 - 5,8f. \quad (12)$$

Для розвиненого турбулентного примежового шару

$$F(f) = 1,25 - 4,8f. \quad (13)$$

Аналіз виразів (12), (13) показує, що для різних режимів течії в примежовому шарі зміна функції $F(f)$ має лінійний характер і може апроксимуватися залежністю

$$F(f) = a + bf. \quad (14)$$

Враховуючи (14), рівняння (9) приводимо до лінійного рівняння

$$\frac{df}{dx} = \frac{W'}{W} a + \left(\frac{W''}{W'} - b \frac{W'}{W} \right) f', \quad (15)$$

розв'язок якого записуємо у вигляді

$$f = \frac{aW'}{W^b} \int_0^x W^{b-1} dx. \quad (16)$$

З виразів (16) і (10) знаходимо

$$\frac{W\delta^{**}}{\nu} = \frac{a}{\nu X W^{b-2}} \int_0^x W^{b-1} dx. \quad (17)$$

Позначивши $X_1 = X R_{\delta^{**}}$, з рівняння (17) маємо

$$X = \frac{a}{\nu W^{b-2}} \int_0^x W^{b-1} dx.$$

Згідно з отриманими результатами для різних типів течії запишемо вирази для визначення товщини втрати імпульсу:

$$\delta_{\Sigma}^{**} \approx \frac{2\nu}{W} \sqrt{X} \quad \text{– для ламінарної течії}; \quad \delta_{\Sigma}^{**} \approx \frac{2\nu}{W} \left[\frac{X}{153,2} \right]^{\frac{6}{7}} \quad \text{– для турбулентної течії}.$$

Використовуючи наближене співвідношення $\xi_{i0} \approx 2 \frac{\delta^*}{a} \approx 2 \frac{\delta^{**}}{a}$, можна отримати функціональну залежність рівня періодичної нерівномірності потоку від відстані до вихідної кромки лопаток

$$\alpha = K_1 \left[\left(2 \frac{t}{b} \cdot \frac{\delta_{\Sigma}^{**}}{a} \sin \beta_2 \right) \frac{b}{x} \right]^{0,5}.$$

Визначимо товщину втрати імпульсу в сліді за елементами статора компресора з управлінням обтіканням поверхонь у вигляді

$$\delta^{**} = \left(\delta_0^{**} - C_{\mu} \rho_0 W_b \frac{b}{t} \sin \gamma + \delta_x^{**} \right),$$

де δ_x^{**} – товщина втрати імпульсу на ділянці від місця розміщення щілин до вихідної кромки. З урахуванням зроблених припущень після нескладних перетворень маємо

$$\alpha_{\mu} = K \left[2 \left(\frac{t}{b} \right) \frac{\sin \beta_2}{a} \cdot \frac{b}{x} \left(\delta_{\Sigma_0}^{**} - C_{\mu} \rho_m W_m \frac{b}{t} \sin \gamma - \delta_{\Sigma_x}^{**} \right) \right]^{0,5},$$

де ρ_m та W_m визначаються для міжлопаткового каналу у відповідності з теоремою Жуковського–Стєчка для решітки профілів.

Вираз σ_{ϵ} у випадку вимушених коливань при різній інтенсивності управління аеродинамічними слідами запишемо наступним чином:

$$\bar{\sigma}_{\kappa} = \frac{\sigma_{\kappa}}{\sigma_{\kappa_0}} = \frac{\left[\beta_0 - \arccos \frac{u}{W_1} (1 + \alpha_{\mu}) \right] \left(\frac{1}{1 + \alpha_{\mu}} \right)^2 - \left(\beta_0 - \arccos \frac{u}{W_1} \right)}{\left[\beta_0 - \arccos \frac{u}{W_1} (1 + \alpha) \right] \left(\frac{1}{1 + \alpha} \right)^2 - \left(\beta_0 - \arccos \frac{u}{W_1} \right)}, \quad (18)$$

де σ_{ϵ_0} – напруження при $C_{\mu} = 0$.

На рис.3 представлені результати досліджень впливу газодинамічного управління аеродинамічними слідами за елементами статора на рівень вібронапружень при вимушених коливаннях лопаток ступені осьового компресора.

Із розгляду цих досліджень випливає, що при інтенсивності газодинамічного

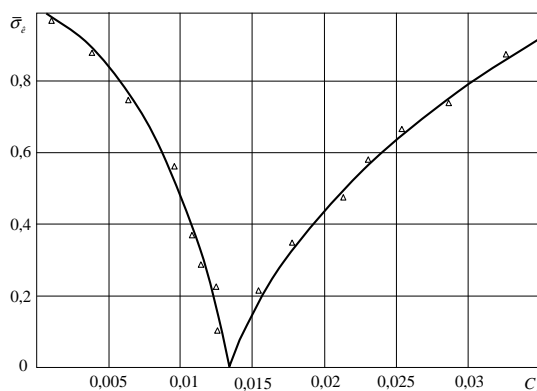


Рис. 3. Залежність відносного рівня вібронапружень в кореневому перетині лопаток компресора від інтенсивності управління аеродинамічними слідами (— розрахунок за формулою (18); Δ - результати експериментального дослідження [5])

управління обтіканням, яка відповідає значенням $c_{\mu} = 0,01-0,015$ в діапазоні чисел $M_0 = 0,4-0,8$, рівень вібронапруження в порівнянні з початковим може бути зменшений на 90–95%, тобто практично усуваються коливання лопаток. При інтенсивності управління аеродинамічними слідами, вищій за оптимальні значення, спостерігається знову ріст вібронапружень, обумовлений коливаннями лопаток.

Висновки

Газодинамічне управління обтіканням елементів статора може забезпечити зниження рівня вібронапружень в лопатках ротора компресора при резонансних коливаннях на небезпечних режимах.

Список літератури: 1.Самойлович Г.С. Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин [Текст] / Г.С. Самойлович. – М.: "Наука", 1969.2.Кулагина В.А. Приближенный расчет аэродинамического возбуждения и демпфирования резонансных колебаний лопаток компрессора [Текст]: сб. "Лопаточные машины и струйные аппараты". – М.: "Машиностроение", 1968. – № 4.3.Вибрации турбинных лопаток, возникающие под влиянием закруточных следов лопаток соплового аппарата [Текст]: сб. "Труды американского общества инженеров-механиков", серия "Энергетические машины и установки". – М.: «Мир», 1970. – № 1.4.Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин [Текст] / Г.С. Самойлович. – М., "Машиностроение", 1975.5.Терещенко Ю.М. Исследование методов снижения уровня вибронапряжений в элементах турбомашин [Текст]: сб. "Проблемы прочности" / АН УССР. – К., 1974. – № 10.6.Биргер И.А. Расчет лопаток на прочность. Руководство для конструкторов по расчету на прочность газотурбинного двигателя [Текст]: вып. 2. – М.: Оборонгиз, 1956.7.Авт. свид. № 411232. Способ устранения неравномерности потока за лопатками статора осевого компрессора [Текст] / Терещенко Ю.М. – опубл. Бюл. «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», 1974. – №2.

Поступила в редколлегию 12.05.2011

УДК 629.7: 621.3

М. Н. НАКАЗНЕНКО, асс., НАУ «ХАИ», Харьков

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОГО АККУМУЛЯТОРА В КОМПЛЕКСНОЙ АВТОНОМНОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКЕ

Установлено, що успішне вирішення задач моделювання розрядної характеристики електрохімічного накопичувача можливе за рахунок використання багатofакторних нейромережевих моделей. В результаті дослідження було запропоновано методику побудови високоякісної нейромережевої математичної моделі та розроблено нейромережева модель, що дозволяє з високою точністю моделювати роботу електрохімічного накопичувача.

Установлено, что успешное решение задач моделирования разрядной характеристики электрохимического накопителя возможно за счет применения нейросетевых моделей. В результате исследования предложена методика построения высококачественной нейросетевой математической модели, позволяющая с высокой степенью точности моделировать работу электрохимического накопителя .

Its is defined, that the successful solution problems of modeling discharge performance of electrochemical storage is possible by using multi-neural network models. As a result of the study the method of constructing high-quality mathematical model of electrochemical storage was offered. The developed neural models that allow highly accurate modeling work electrochemical storage.