

УДК 621.165

С. В. СТРУТИНСЬКИЙ**ВИЗНАЧЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЕЧІЇ В МІЖЛОПАТКОВОМУ ПРОСТОРІ ОСЬОВОЇ ПНЕВМОТУРБИНИ НА ОСНОВІ ЧИСЕЛЬНИХ РОЗРАХУНКІВ ІЗ ВВЕДЕННЯМ СПЕЦІАЛЬНИХ КРАЙОВИХ УМОВ**

Запропоновано метод розрахунку поля течії в міжлопатковому просторі осьової турбіни розробленого пневмошпинделя. Застосовано метод Лагранжа, згідно якого розглядається рух окремих частинок середовища в абсолютній системі координат. Запропоновано метод визначення форми віртуально-деформованих лопаток та відповідні крайові умови. Проведено чисельні розрахунки течії в міжлопатковому просторі. Визначено розподіл швидкостей та статичного тиску. Розроблені практичні рекомендації по зміні профіля лопаток.

Ключові слова: пневмошпиндель, турбіна, лопатки, віртуальна деформація, крайові умови, лінії течії, швидкості, розподіл тиску, рекомендовані лопатки.

Предложен метод расчета поля течения в межлопаточном пространстве осевой турбины разработанного пневмошпинделя. Применен метод Лагранжа, согласно которому рассматривается движение отдельных частиц среды в абсолютной системе координат. Предложен метод определения формы виртуально-деформированных лопаток и соответствующие крайевые условия. Проведены численные расчеты течения в межлопаточном пространстве. Определено распределение скоростей и статического давления. Разработаны практические рекомендации по изменению профиля лопаток.

Ключевые слова: пневмошпиндель, турбина, лопатки, виртуальная деформация, крайевые условия, линии тока, скорости, распределение давления, рекомендованные лопатки.

The goal of this work is to develop an improved method of calculating the flow field in the inter-blade space of axial turbine of designed pneumatic spindle and to precise the contours of turbine blade. The innovative construction of pneumatic turbine with aerostatic hinges is the main factual material of the work. We considered the forms of axial-turbine blades that used in high-speed pneumatic spindles. There was used Lagrange method to analyze the airflow in the inter-blade space of turbine. According to this method we considered the motion of individual particles of the medium in the absolute coordinate system. In the absolute coordinate system the inter-blade space of turbine, is virtually deform in time because of the rotational motion of turbine. We offered the method of determination of the virtually deformed turbine blades that causes special boundary conditions for calculating the flow in the inter-blade space of the turbine that rotates. For the certain boundary conditions the air flow parameters were calculated. We show that in case of increasing of rotational speed of turbine the intensity of vortex formation and tear-off processes in the inter-blade turbine space is decreased. The results of the work can uses as practical recommendations for changing the profile of the blade that provides unseparated flow in the inter-blade turbine space of high-speed spindle that used in the multi-axis machine tool, with complex motion of the tool.

Keywords: pneumatic turbine; blades; virtual deformation; boundary conditions; flow line; speed; pressure distribution; recommended blades.

Вступ. Використання осьових пневмотурбін дає можливість реалізувати високо обертові (20000 хв^{-1} і вище) шпиндельні вузли придатні для використання в багатокоординатних верстатах. Турбіни шпиндельних вузлів мають компакту конструкцію, незначну масу і габарити. При цьому важливе значення набуває проектування і технологічне забезпечення виготовлення лопаток турбін незначних розмірів. Проектування профіля лопаток малорозмірних турбін здійснюється на основі аналізу особливостей течії повітря в турбіні. Визначення поля течії проводиться розрахунком на ЕОМ методом кінцевих елементів. Тому розробка методів розрахунку поля течії в пневматичних турбінах є актуальним.

Проблема в загальному вигляді полягає в розробці уточнених методів розрахунку поля течії у високо обертовій осьовій пневматичній турбіні. Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями розробки високообертових шпиндельних вузлів придатних для використання у багатокоординатних верстатах із складним просторовим переміщенням інструменту.

В останніх дослідженнях і публікаціях наведено методи і результати розрахунків течії в турбінних пристроях різного виду [1, 2]. Визначаються особливості течії, структура потоку та інші гідродинамічні параметри [3, 4]. Значну увагу приділено питанням енергетики потоків та гідродинамічним характеристикам проточної частини

турбін [5, 6]. Значна кількість робіт присвячена проектуванню турбін [7, 8]. Розроблені загальні методи оптимального проектування турбін [9, 10]. Наведена значна кількість оригінальних розробок осьових турбін малого діаметра [11]. В результаті аналізу наявних літературних джерел встановлено, що в літературі відсутні пропозиції по врахуванню переносного руху рідкого середовища в міжлопатковому просторі турбін при розрахунках поля течії.

Тому до невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься розробка методів розрахунку поля течії в міжлопатковому просторі осьової пневмотурбіни малого діаметра, які враховують наявність переносного обертового руху турбіни.

Метою досліджень наведених в даній статті поставлено розроблення уточненого методу розрахунку поля течії в міжлопатковому просторі осьової турбіни та уточнення контурів лопаток турбіни високообертового шпинделя призначеного для використання в багатокоординатних верстатах із складним просторовим переміщенням інструменту [12]. Задачами досліджень поставлено розроблення конструктивної схеми високообертового пневмошпинделя для багатокоординатних верстатів, аналіз наявних форм лопаток турбіни, розроблення схеми формування спеціальних крайових умов, які враховують переносний обертовий рух міжлопаткового простору турбіни, виконання розрахунків

поля течії та уточнення форми лопаток турбіни.

Виклад основного матеріалу досліджень. На основі проведених попередніх досліджень розроблено ряд інноваційних конструктивних рішень високообертового пневмошпинделя призначеного для використання в багатокоординатних верстатах із складним просторовим переміщенням інструменту [13]. Запропоновані варіанти схемних рішень мають складну конструкцію і не задовольняють поставленим вимогам по швидкості і точності шпиндельних вузлів. Тому розроблена вдосконалена конструкція високообертового шпиндельного вузла на аеростатичних опорах із пневмотурбінним приводом (рис. 1).

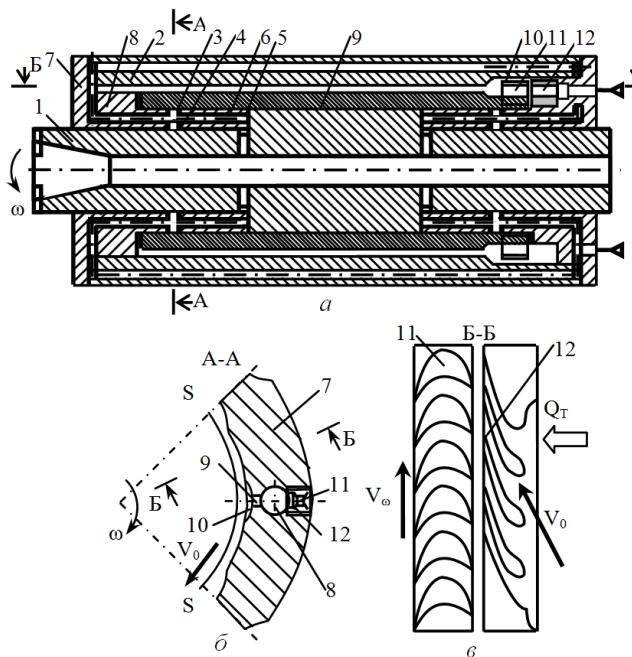


Рис. 1 – Конструктивна схема розробленого високообертового пневмошпинделя:

a – діаметральний перетин; *б* – радіальний аеростатичний підшипник; *в* – турбіна і напрямний апарат

Шпиндель 1 встановлено в корпусі 2 на радіальних 3, 4 та осьових 5 аеростатичних підшипниках. Вони забезпечують високу несучу здатність і можливість сприйняття динамічних навантажень на шпиндель. Радіальні аеростатичні

опори розміщені в трубчастих втулках 6 кришки 7 через отвори 8, в яких здійснюється підвід повітря до дросельних пристроїв аеростатичних підшипників.

Кожна втулка 6 має ряд аеростатичних опор, розташованих на її внутрішній та зовнішніх поверхнях. Аеростатичні опори живляться повітрям через дроселі у вигляді отворів малого діаметра. Повітря до дроселів підводиться через осьовий отвір 8 у втулці. Радіальні підшипники 3, 4 розміщені таким чином, що взаємодіють із зовнішньою циліндричною поверхнею шпинделя 1 та із внутрішньою циліндричною поверхнею втулки 9, яка жорстко з'єднана із шпинделем. Цим забезпечується компенсація негативної дії прискорень переносного руху на характеристики аеростатичних підшипників.

В якості привода шпинделя використана осьова турбіна 10. Вона має лопатки 11, розташовані по периферії турбіни і бандаж. Повітря в турбіну подається через криволінійні сопла 12. При течії повітря в турбіні швидкість частинок повітря змінюється за величиною і по напрямку. При цьому має місце потік повітря в осьовому напрямку Q_T . Даний потік розповсюджується в кільцевому зазорі між корпусом 2 і втулкою 9 здійснюючи охолодження шпинделя.

Шпиндель з пневмотурбінним приводом має високі частоти обертання. Номінальна частота обертання складає 20000 хв^{-1} і вище. При цьому окружна швидкість переміщення лопаток турбіни V_ω має порядок 80–100 м/с, а швидкість потоку повітря на виході напрямного апарату турбіни V_0 має порядок 300 м/с.

Форма лопатки є основним геометричним фактором, який визначає робочий процес в турбінному приводі та його ефективність. Для малорозмірного турбінного привода форма лопатки значною мірою визначається технологічними особливостями виготовлення турбіни шляхом фрезерування фрезами малого діаметра ($\phi 1-1,4 \text{ мм}$).

Профільовання лопаток турбіни пневмошпинделя, як правило здійснюється по методикам профільовання лопаток парових турбін [2, 9]. Застосовуються лопатки, контури яких є близькими до прямих та дуг кола (рис. 2, *a, б*).

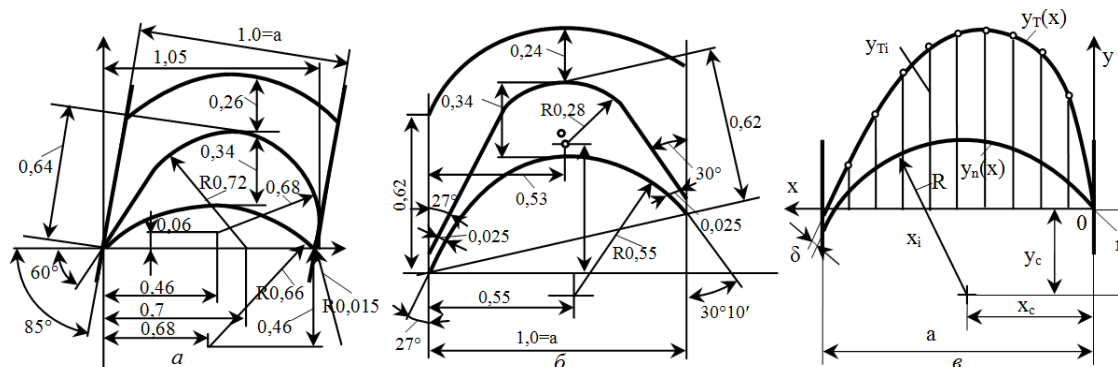


Рис. 2 – Форми лопаток пневмотурбін, виконані у вигляді прямих та дуг кола (*a, б*), та теоретичний профіль лопатки турбіни, описаний дугою кола на напірній стороні та кубічними сплайнами на тильній стороні (*в*)

Розміри лопаток наведені на рисунку дані у відносних величинах до ширини турбіни. Як правило ширина турбіни складає $a = 7-25$ мм. Із аналізу запропонованих форм лопаток випливає, що міжлопатковий простір має конфузурну та дифузурну частини. Лопатки мають потовщення. Товщина лопатки максимальна в її середній частині і складає 30–40 % від довжини хорди. Передня крайка лопатки, на яку натікає потік повітря, як правило заокруглена радіусом 0,3–0,5 мм, а задня крайка має торець незначної товщини (0,5 мм).

Із аналізу наведених варіантів форми лопаток можна зробити висновок, що напірна сторона лопатки може бути описана дугою кола. Тильна сторона лопатки описується прямими спряженими із дугами кола.

Особливістю пневмотурбіни є незначні розміри лопаток і каналок між ними. Тому, як правило лопатки пневмотурбін виконані по фасонним кривим. Для їх опису, особливо на тильній стороні лопатки використані кубічні сплайни. При цьому задаються точкові значення контура лопатки.

Визначення крайових умов розрахунку поля течії

повітря в міжлопатковому просторі потребує аналітичного опису форми лопатки. Введена система координат x, y з центром на передній крайці лопатки. Для аналітичного опису форми лопатки на напірній стороні запропонована аналітична залежність $y_n(x)$ у вигляді дуги кола, а для опису тильної сторони використана плавна крива $y_T(x)$, що відповідає сплайн-інтерполяції точкових значень контура (x_i, y_{Ti}) .

Крайові умови для визначеного контура враховують його непроникність та прилипання частинок повітря на поверхні лопатки. При обертанні турбіни лопатки зміщуються відносно натікаючого потоку повітря. Зміщення окремої лопатки залежить від окружної швидкості переміщення лопатки V_ω . Встановлення схеми течії повітря в абсолютній нерухомій системі координат проведено на основі методу Лагранжа [14], коли розглядається кожна індивідуальна нескінченно мала частинка текучого середовища. Розглянемо конкретну індивідуальну частинку середовища, яка в момент часу $t=0$ знаходилась в околиці крайки профіля лопатки на його напірній частині в точці A_0 (рис. 3, а).

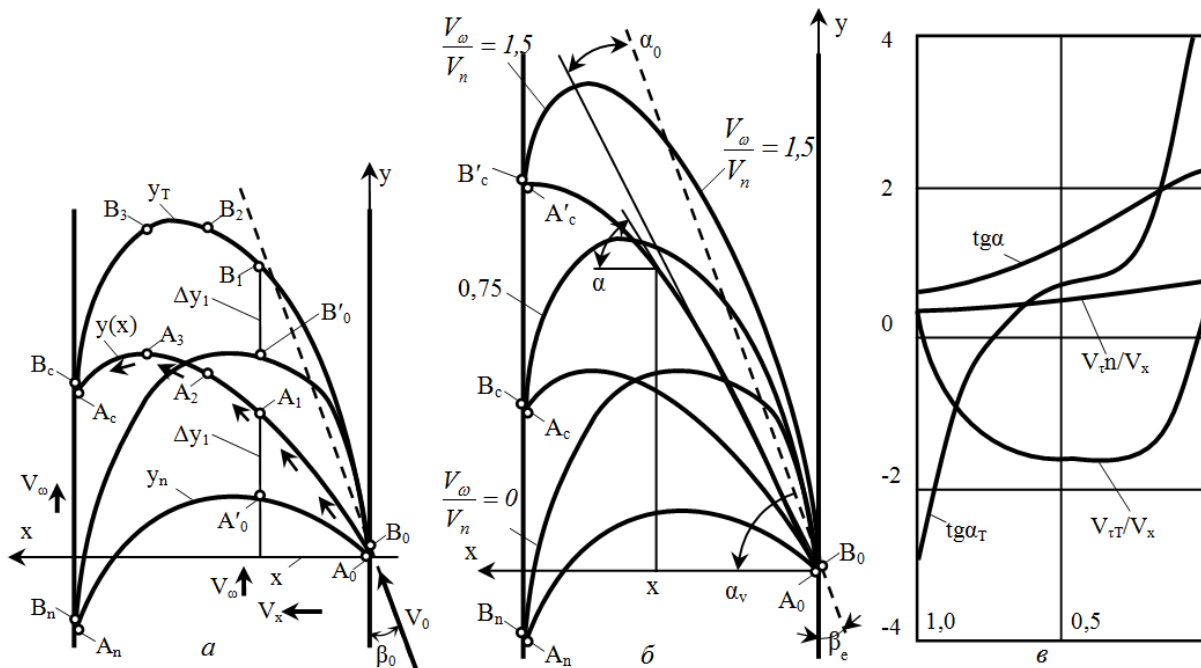


Рис. 3 – Схема переміщення виділених індивідуальних нескінченно малих частинок на лицьовій (напірній) та тильній сторонах лопатки (а), форми віртуально-деформованих лопаток при різних фіксованих значеннях окружної швидкості турбіни (б) та зміни кутів нахилу дотичних до контурів на напірній і тильній сторонах лопатки (в)

Прийmemo в якості першого наближення, що осьова швидкість V_x індивідуальної частинки повітря, яка рухається в міжлопатковому просторі на межі граничного шару біля поверхні лопатки залишається постійною. При цьому наявна тангенціальна складова швидкості частинки V_T , яка змінюється внаслідок наявності твердої поверхні лопатки.

За проміжок часу t_1 частинка з точки A_0 переміститься в напрямку вісі x на величину:

$$x = V_x t_1.$$

Якби лопатка була нерухомою ($V_\omega = 0$), то частинка перемістилась би в точку A'_0 . Внаслідок руху лопатки з окружною швидкістю V_ω частинка одержить додаткове переміщення на величину $\Delta y_1 = V_\omega t_1$ і переміститься в точку A_1 . При подальшому русі частини вона буде послідовно попадати в точки A_2, A_3, \dots, A_c . Після точки A_c частинка буде вільно рухатись у напрямку відповідному швидкості, яку вона мала в точці A_c . Таким чином в абсолютній системі координат внаслідок руху лопатки в напрямку швидкості V_ω її форма змінюється. Має місце

віртуальна деформація контура лопатки. Крива A_0A_n для нерухомої лопатки трансформується в криву A_0A_c .

Віртуальна деформація контура описується аналітично наступною залежністю:

$$y = y_n + V_\omega t,$$

де $y_n = f_n(x)$ – функція, яка описує форму контура напірної сторони нерухомої лопатки.

Враховуючи залежність $x = V_x t$ одержимо:

$$y = y_n + xV_\omega/V_x. \quad (1)$$

Як вказано раніше, для напірної частини нерухомої лопатки (крива A_0A_n) її форма (крива $y_n(x)$) з достатньою для практики точністю описується дугою кола з рівнянням:

$$y_n(x) = \sqrt{R^2 - (x - x_c)^2} + y_c, \quad (2)$$

де x_c, y_c – координати центра кола;

R – радіус кола.

Використовуючи залежності (1) і (2) визначимо форму віртуально-деформованої кривої напірної ділянки лопатки:

$$y(x) = \sqrt{R^2 - (x - x_c)^2} + y_c + xV_\omega/V_x, \quad (3)$$

Розрахунок за даною формулою дає витягнуті в напрямку y криві. Деформація контура збільшується з ростом окружної швидкості турбіни V_ω .

Тильна сторона нерухомої лопатки (крива B_0B_n) являє собою фасонну криву. Вона задана набором пар точок (x_i, y_i) . Аналітична залежність форми лопатки на тильній ділянці B_0B_c одержана шляхом інтерполяції точкових значень кривої кубічними сплайнами. При цьому форма контура тильної сторони лопатки визначена процедурою:

$$vs = \text{cspline}(x_i, y_i), \quad f_T(x) = \text{int erp}(vs, x_i, y_i, x).$$

Розглянемо рух індивідуальної частинки повітря B_0 , яка переміщується впродовж тильної сторони лопатки. Послідовно частинка займає положення B_1, B_2, \dots, B_c , а крива B_0B_n , яка описує форму тильної сторони нерухомої лопатки трансформується в криву B_0B_c . Відповідно форма контура тильної сторони віртуально-деформованої лопатки визначиться залежністю:

$$y_T(x) = f_T(x) + xV_\omega/V_x. \quad (4)$$

На основі залежностей (3), (4) побудовані контури віртуально-деформованих лопаток при різних фіксованих значеннях окружної швидкості турбіни (рис. 3, б).

Розглянуті віртуальні деформації контура лопатки відображають геометричні закономірності, пов'язані з її переміщенням відносно натікаючого на турбіну потоку повітря.

Визначимо дотичну до віртуально-деформованого контуру лопатки в кожній точці напірної і тильної сторін при переміщенні лопатки з окружною швидкістю V_ω . Тангенс кута нахилу дотичної є похідною кривої. Відповідно для напірної

сторони тангенс кута нахилу дотичної визначиться формулою:

$$\text{tg}\alpha = \frac{dy(x)}{dx} + \frac{V_\omega}{V_x} = \frac{-x + x_c}{\sqrt{R^2 - (x - x_c)^2}} + \frac{V_\omega}{V_x}. \quad (5)$$

Для тильної сторони похідна ($\text{tg}\alpha_T$) знаходиться диференціюванням залежності (4). Розрахунок кутів нахилу дотичних до контура при наявності обертання турбіни має суттєво нелінійний характер (рис. 3, в).

Для чисельного розрахунку поля течії в міжлопаточних каналах турбіни необхідно задати швидкість на поверхні лопатки. Для віртуально-деформованого контура лопатки має місце непроникність твердих стінок, а відповідно і рівністю нулю нормальної складової швидкості на стінці. Дотична складова обчислена на основі припущення про постійність осьової швидкості частинок повітря у міжлопатковому просторі. Дотична складова швидкості визначена формулою:

$$V_\tau = V_x / \cos \alpha = V_n \sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha}.$$

Розрахунок за даною формулою швидкостей V_{tn} та V_{Tn} для напірної та тильної сторони лопатки визначає різницю швидкостей, а відповідно і наявність сили, що діє на лопатку.

Визначена вище форма віртуально-деформованого контура і відповідні крайові умови послужили основою для досліджень течії в міжлопатковому просторі. Течія повітря в міжлопатковому просторі турбіни досліджена чисельним методом на ЕОМ. Для цього використані стандарні процедури розрахунку параметрів течії методом кінцевих елементів реалізовані в пакеті ANSYS. Виконана розбивка області течії на кінцеві елементи та задані крайові умови. Проведені розрахунки течії для різних значень окружних швидкостей турбіни. Встановлено, що обертання турбіни суттєвим чином впливає на картину ліній течії в міжлопатковому просторі. При низьких частотах обертання ($V_\omega \approx 0$). Течія повітря супроводжується відривними явищами, які особливо проявляються в областях близьких до тильних сторін лопаток. Відривні явища мають місце при низьких окружних швидкостях переносного руху. В міжлопатковому просторі турбіни, яка повільно обертається (рис. 4, а) виникають локалізовані відривні зони N_1, N_2, N_3 . В них мають місце зворотні течії повітря орієнтовані протилежно основному потоку.

На виході потоку із міжлопаткового простору мають місце збурення течії z_1, z_2 , які проявляються у наявності хаотичних траєкторій переміщення частинок. При збільшенні окружної швидкості лопаток відривні явища і нерівномірність потоку зменшуються. Розрахункові лінії течії відповідають стратифікованому (шаруватому) руху частинок повітря (рис. 4, б) з незначними збуреннями M_1, M_2 на виході.

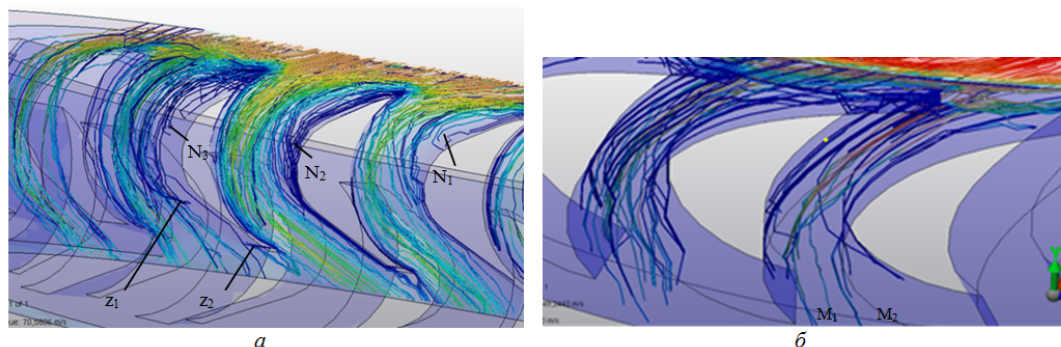


Рис. 4 – Розрахункові лінії течії (траєкторії) руху частинок повітря в міжлопатковому просторі при різних величинах окружних швидкостей турбіни:
 $a - V_{\omega} = 0$; $b - V_{\omega} = 0,75V_x$

Із результатів розрахунків випливає, що з ростом окружної швидкості обертання зменшується вихроутворення в області течії, зникають відривні зони та підвищується стратифікованість (шаруватість) течії. На виході потоку із турбіни має місце шаруватий рух із нерівномірним профілем швидкостей (рис. 5).

простору. При низьких частотах обертання максимальні значення швидкостей спостерігаються на вході в міжлопатковий простір (області W_1, W_2) (рис. 6, *a*).

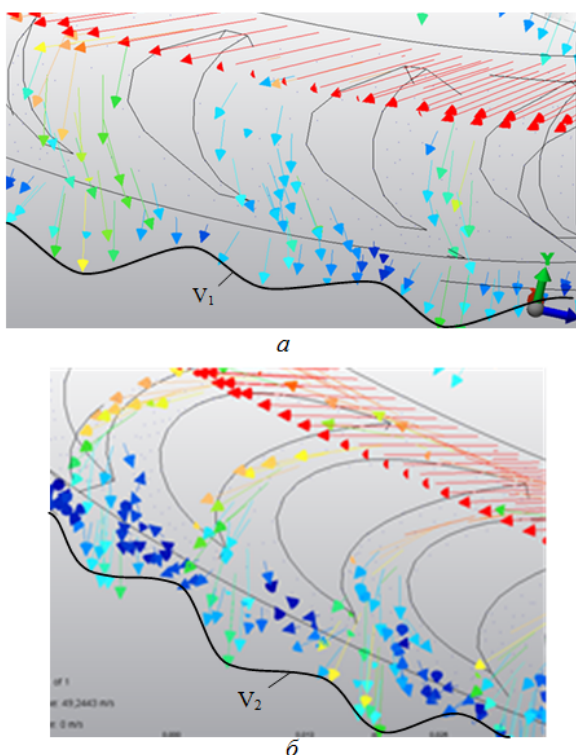


Рис. 5 – Векторні поля швидкостей на виході потоку із міжлопаткового простору при різних окружних швидкостях турбіни:
 $a - V_{\omega} \approx 0$; $b - V_{\omega} = 0,75V_x$

Профілі швидкостей на виході турбіни (криві V_1, V_2) мають тенденцію згладження при підвищенні окружної швидкості. Наявність віртуальної деформації лопатки із випуклістю тильної сторони в кінці міжлопаткового каналу суттєво не впливає на форму профіля швидкостей на виході міжлопаткового простору.

Проведено обчислення модуля швидкості частинок повітря в різних перетинах міжлопаткового

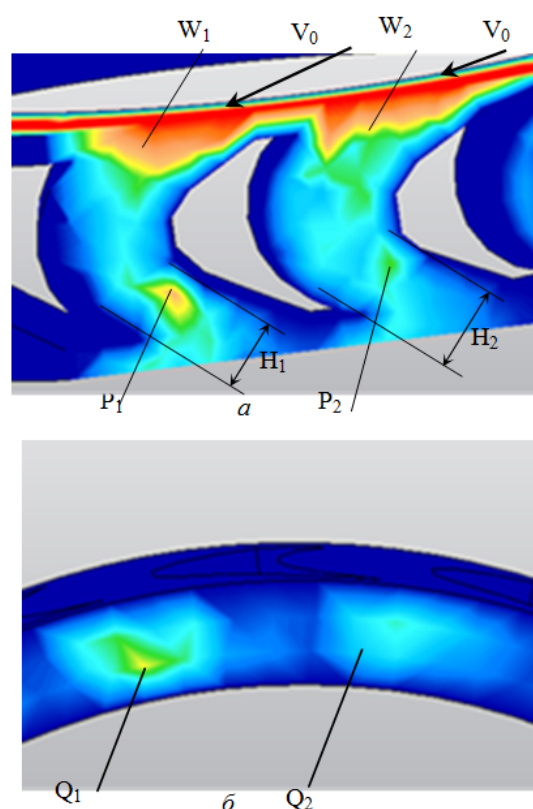
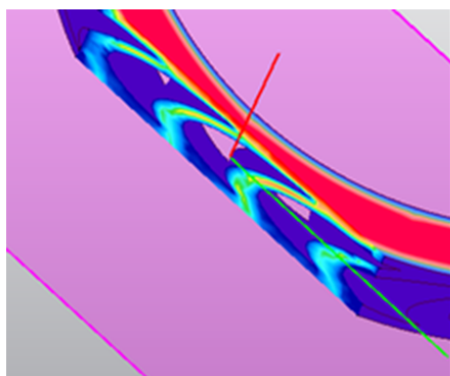


Рис. 6 – Розрахунок поля значень модуля швидкості в тангенціальному перетині міжлопаткового простору (*a*) та в перетині перпендикулярному вісі турбіни (*b*) при низьких частотах обертання турбіни

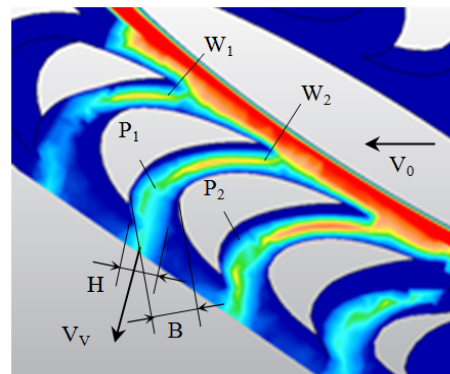
В результаті розрахунків встановлено, що області максимуму модуля швидкості Q_1, Q_2 мають місце в центральних частинах каналів міжлопатками. Вони охоплюють близько 80 % поперечного перетину каналів. Значення модуля швидкості в областях мало відрізняються від швидкості V_0 на вході в міжлопатковий простір. Потік на виході концентрується біля напірних сторін лопаток, утворюючи струмені, ширина яких H_1, H_2 менша відстані між лопатками на виході. В областях

формування струменів мають місце області підвищених значень модуля швидкості P_1, P_2 .

Подібні закономірності розподілу модуля швидкості також мають місце при наявності



а

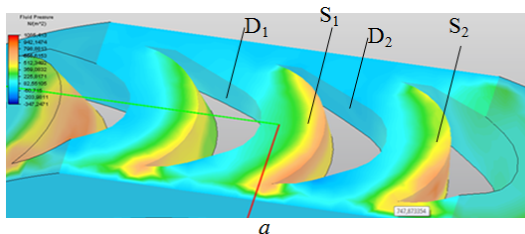


б

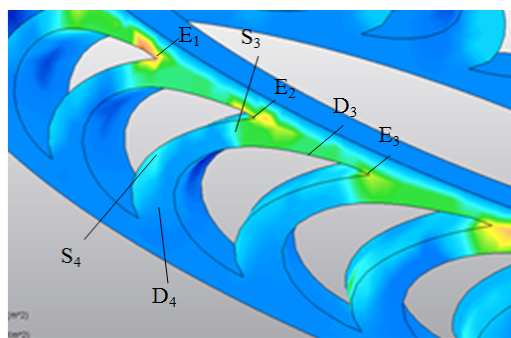
Рис. 7 – Виділений перетин турбіни (а) в якому визначено поле значень модуля швидкості (б) при окружній швидкості обертання турбіни $V_{\omega} = 0,75V_x$

На виході із між лопаткового простору формуються області максимальних значень модуля швидкості P_1, P_2 , відповідні утвореним струменевим потокам. Ширина даних областей H менша ширини міжлопаткового простору B . Визначено напрямок струменевого потоку на виході із міжлопаткового простору та середню швидкість V_V струменевого

потоку. Напрямок визначається величиною окружної швидкості обертання турбіни V_{ω} . В результаті чисельних розрахунків встановлено особливості розподілу тиску в міжлопатковому просторі турбіни. Области підвищеного тиску S_1, S_2 мають місце на напірних сторонах лопаток (рис. 8).



а



б

Рис. 8 – Розрахунок поля статичного тиску в міжлопатковому просторі турбіни:

а – при окружній швидкості обертання турбіни $V_{\omega} \approx 0$; б – при окружній швидкості обертання $V_{\omega} = 0,75V_x$

Области підвищеного тиску локалізуються в тонких шарах біля напірних поверхонь лопаток. В них виділяють ділянки S_3 і S_4 підвищеного тиску. Вони визначаються процесом гальмування потоку повітря на вході при його взаємодії із поверхнею лопатки (ділянка S_3) та процесом повороту пристінного потоку при його взаємодії із криволінійною поверхнею лопатки на вході із міжлопаткового простору (ділянка S_4). Локальні області підвищеного тиску E_1, E_2, E_3 мають місце на передніх краях лопаток в областях гальмування потоку повітря. Области підвищеного тиску в основному визначають сили взаємодії потоку повітря із лопатками. Сили також залежать від наявності зниженого тиску на тильних сторонах лопаток. На тильних сторонах лопаток виникають області зниженого тиску складної конфігурації. В них виділяють ділянки D_3 і D_4 із максимальним падінням тиску. Ділянка D_3 формується на вході в міжлопатковий простір, де є ймовірність існування

відривних явищ, а ділянка D_4 відповідає відриву потоку від тильної сторони лопатки на виході із міжлопаткового простору. Ділянка D_3 відповідає конфузорній частині віртуально-деформованого міжлопаткового простору. Тому течія на даній ділянці має властивість самостабілізації. Для запобігання падінню тиску на ділянці D_4 запропоновані конструктивні заходи, які полягають у зменшенні товщини лопатки на виході з міжлопаткового простору з боку тильної сторони.

Висновки. Рациональною конструкцією пневмопривода високообертового шпиндельного вузла є осьова турбіна, профілі лопатки яких утворено прямими лініями та дугами кола. Для аналітичного опису контура напірної сторони лопатки доцільно використати дугу кола, а форму контура тильної сторони лопатки описати плавною кривою одержаною сплайн-інтерполяцією точкових значень контура лопатки.

Розрахунок поля течії в міжлопатковому просторі турбіни необхідно проводити в абсолютній (нерухомій) системі координат. В даній системі координат контур лопатки набуває віртуальної деформації і витягується у напрямку окружної швидкості обертання турбіни. Це визначає спеціальні крайові умови для розрахунку поля течії повітря в міжлопатковому просторі турбіни, які змінюються в залежності від швидкості обертання турбіни.

В результаті розрахунків на ЕОМ течії в міжлопатковому просторі із врахуванням віртуальної деформації лопаток встановлено, що підвищення частоти обертання турбіни зменшує вихроутворення та стабілізує течію в міжлопатковому просторі приводячи її до шаруватого виду. Для зниження відривних явищ на виході з міжлопаткового простору необхідно зменшувати товщину лопатки на виході з боку тильної сторони.

Список літератури

1. Русанов А. В. Численное исследование и анализ рабочего процесса в проточной части осевой поворотной-лопастной гидротурбины / А. В. Русанов, П. Н. Сухоробрий, О. Н. Хорев [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». – 2014. – № 1 (1044). – С. 125–135.
2. Еришов С. В. Развитие комплекса программ расчета трехмерных течений вязкого сжимаемого газа в лопаточных аппаратах турбомашин / С. В. Еришов, В. А. Яковлев, А. И. Деревяноко [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2011. – № 5. – С. 25–32.
3. Потетенко О. В. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах, обусловленных характерными особенностями структуры потока в проточной части / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, А. М. Гришин [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2012. – № 7. – С. 151–159.
4. Ilieva G. Erosion failure mechanisms in turbine stage with twisted rotor blade / G. Ilieva // *Engineering Failure Analysis*. – 2016. – Vol. 70. – P. 90–104.
5. Колычев В. А. Гидродинамические характеристики элементов проточной части и их влияние на энергетические показатели радиально осевой гидротурбины / В. А. Колычев, И. И. Тяньянова, К. А. Миронов // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2010. – № 4 / 7 (46). – С. 3–15.
6. Ghenaïet Adel Characterization of component interactions in two-stage axial turbine / Adel Ghenaïet, Kaddour Touil // *Chinese Journal of Aeronautics*. – 2016. – Vol. 29, Issue 4. – P. 893–913.
7. Русанов А. В. Оценка возможности применения поворотных лопаток направляющего аппарата ступеней осевого и радиально-осевого типа ЦВД для регулирования режима работы паровой турбины К-325-23,5 / А. В. Русанов, А. И. Косьянова // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2012. – № 7. – С. 39–48.
8. Jubori A. A. Development of micro-scale axial and radial turbines for low-temperature heat source driven organic Rankine cycle / A. A. Jubori, Ahmed Daabo, Raya K Al-Dadah [et al.] // *Energy Conversion and Management*. – 2016. – Vol. 130. – P. 141–155.
9. Бойко А. В. Оптимальное проектирование турбомашин (основы теории, расчеты, эксперимент) / А. В. Бойко // НТУ «ХПІ», 2011. – 384 с.
10. Gracie-Orr K. Development and initial application of a blade design methodology for overspeed power-regulated tidal turbines / K. Gracie-Orr, Thomas M. Nevalainen, Cameron M. Johnstone [et al.] // *Selected Papers from the European Wave and Tidal Energy Conference 2015. International Journal of Marine Energy*. – Nante, France, 2016. – Vol. 15. – P. 140–155.
11. Kobayashi N. Air motor and electrostatic coating device / N. Kobayashi, Tsuyoshi Nakamura, Yuu Koiwa // Патент EP 2505778 A1 : МПК F1D1/06 ; заявл. 29.11.2010 ; опубл. 03.10.2012.
12. Strutynsky V. B. Determination of development grounds and characteristics of mobile multi-coordinate robotic machines for materials machining in field conditions / V. B. Strutynsky, A. A. Gurzhii, O. V. Kolot [et al.] // *Науковий вісник НГУ*. – 2016. – № 5. – С. 43–51.
13. Струтинський С. В. Газодинамічні процеси у вузлах високообертового пневмошпинделя на аеростатичних опорах із турбінним приводом, призначеного для застосування в багатокординатному технологічному обладнанні з паралельними кінематичними структурами / С. В. Струтинський // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – 2015. – № 3 (1112) – С. 100–111.
14. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1973. – 847 с.

References (transliterated)

1. Rusanov, A. V., et al. "Chislennoe issledovanie i analiz rabocheho protsesssa v protochnoy chasti osevoy povorotno-lopastnoy gidroturbiny." *Visnyk NTU "HPI"*. No. 1 (1044). 2014. 125–135. Print.
2. Ershov, S. V., et al. "Razvitie kompleksa programm rascheta trekhmernykh techeniy vyazkogo szhimaemogo gaza v lopatochnykh apparatakh turbomashin." *Visnyk NTU "HPI"*. Ser.: *Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy u ustakuvannya*. No. 5. 2011. 25–32. Print.
3. Potetenko, O. V., et al. "Analiz poter' energii v vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbinakh, obuslovlennykh kharakternymi osobennostyami struktury potoka v protochnoy chasti." *Visnyk NTU "HPI"*. Ser.: *Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy u ustakuvannya*. No. 7. 2012. 151–159. Print.
4. Ilieva, G. "Erosion failure mechanisms in turbine stage with twisted rotor blade." *Engineering Failure Analysis* 70 (2016): 90–104. Print.
5. Kolychev, V. A., I. I. Tyn'janova and K. A. Mironov. "Gidrodinamicheskie kharakteristiki jelementov protochnoy chasti i ih vlijanie na jenergeticheskie pokazатели radial'no osevoj gidroturbiny." *Skhidno-Yevropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohiy* 4/7.46 (2010): 3–15. Print.
6. Ghenaïet, Adel, and Touil Kaddour. "Characterization of component interactions in two-stage axial turbine." *Chinese Journal of Aeronautics* 29.4 (2016): 893–913. Print.
7. Rusanov, A. V., and A. I. Kos'janova. "Ocenka vozmozhnosti primeneniya povorotnih lopatok napravljajushhego aparata stupenej osevoego i radial'no-osevoego tipa CVD dlja regulirovaniya rezhima raboty parovoy turbiny K-325-23,5." *Visnyk NTU "HPI"*. Ser.: *Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy u ustakuvannya*. No. 7. 2012. 39–48. Print.
8. Jubori, A. A., et al. "Development of micro-scale axial and radial turbines for low-temperature heat source driven organic Rankine cycle." *Energy Conversion and Management* 130 (2016): 141–155. Print.
9. Bojko, A. V. *Optymal'ne proektuvannya turbomashyn (osnovy teorii, rozrakhunok, eksperyment)*. NTU "KhPI", 2011. Print.
10. Gracie-Orr, K., et al. "Development and initial application of a blade design methodology for overspeed power-regulated tidal turbines." *Selected Papers from the European Wave and Tidal Energy Conference 2015. International Journal of Marine Energy*. Vol. 15. Nante, France, 2016. 140–155. Print.
11. Kobayashi, Naoya, Tsuyoshi Nakamura and Yuu Koiwa. *Air motor and electrostatic coating device*. Patent, EP 2505778 A1 (MПК F1D1/06). 03 October 2012. Print.
12. Strutynsky, V. B., et al. "Determination of development grounds and characteristics of mobile multi-coordinate robotic machines for materials machining in field conditions." *Naukovyy visnyk NHU*. No. 5. 2016. 43–51. Print.
13. Strutynsky, S. V. "Hazodynamični protsesy u vuzlakh vysokoobertovoho pnevmoshpyndelya na aerostatychnykh oporakh iz turbinnym pryvodom, pryznachenoho dlya zastosuvannya v bahatokoordynatnomu tekhnolohichnomu obladnanni z paralel'nymy kinematychnymy strukturamy." *Visnyk NTU "HPI"*. Ser.: *Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty*. No. 3 (1112). 2015. 100–111. Print.
14. Lojcejskij, L. G. *Mehanika zhidkosti i gaza*. Moscow: Nayka, 1973. Print.

Надійшло (received) 05.12.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Визначення особливостей течії в міжлопатковому просторі осьової пневмотурбіни на основі чисельних розрахунків із введенням спеціальних крайових умов / С. В. Струтинський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 58–65. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2411-3441.

Определение особенностей течений в межлопастном пространстве осевой пневмотурбины на основе численных расчетов с введением специальных краевых условий / С. В. Струтинский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 58–65. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2411-3441.

Identification flow features in blade space of axial pneumatic turbine based on numerical calculations introducing special boundary conditions / S. V. Strutynskiy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 58–65. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Струтинський Сергій Васильович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки»; тел.: (044) 204-94-61; e-mail: strutynskiy@gmail.com.

Струтинский Сергей Васильевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Прикладной гидроаеромеханики и механотроники»; тел.: (044) 204-94-61; e-mail: strutynskiy@gmail.com.

Strutynskiy Sergey Vasilievich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of "Applied fluid mechanics and mehanotroniky"; tel.: (044) 204-94-61; e-mail: strutynskiy@gmail.com.