

**ДОБРОТВОРСЬКИЙ С.С., БАСОВА Є.В., ХАРЧЕНКО О.С., ЛЕТЮК В.І., ЯКОВЕНКО І.Є.,
КОТЛЯР О.В., АБУ САМРА Ю.**

ВИЗНАЧЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ФОРМИ ТА ЧАСТОТИ КОЛИВАНЬ ЛОПАТОК ТУРБІНИ НА ЦИФРОВИХ МОДЕЛЯХ

Розроблено цифрову твердотільну модель лопатки турбіни з монтажною полкою у SolidWorks. Опис складних поверхонь виконано за допомогою сплайн функцій. Методом комп'ютерного моделювання за допомогою програми SolidWorks Simulation досліджено розподіл власних коливань лопатки в залежності від способу її закріплення при механічній обробці. Отримано та проаналізовано спектри власних коливань лопатки у звуковому діапазоні. Проаналізована також форма власних коливань складних поверхонь. Показано, що для правильного вибору параметрів оброблення при механічній обробці необхідно враховувати як умови закріплення деталі у пристосуванні, так і частоту власних коливань деталі. Зазначено, що не менш важливим параметром виявляється також форма коливань тонкої поверхні на досліджуваних частотах. Зазначено, що у майбутньому вирішити ці проблеми можливо за рахунок комп'ютерного моделювання.

Ключові слова: механічна обробка, власні коливання, комп'ютерне моделювання, лопатковий апарат, технологічна спадковість.

DOBROTVORSKIY S., BASOVA Ye., KHARCHENKO O., LETIUK V., YAKOVENKO I., KOTLIAR A., ABOU SAMRA Y. DETERMINATION OF THE FEATURES OF THE SHAPE AND VIBRATION FREQUENCY OF TURBINE BLADES ON DIGITAL MODELS

A digital solid model of a turbine blade with a mounting shelf has been developed in SolidWorks. The description of complex surfaces is made using spline functions. The method of computer simulation using SolidWorks Simulation was used to study the distribution of natural oscillations of the blade depending on the method of its fixing during machining. The spectra of natural oscillations of the blade in the sound range have been obtained and analyzed. The form of natural vibrations of complex surfaces is also analyzed. For the correct choice of processing parameters during machining, it is necessary to take into account both the conditions for fixing the part in the fixture and the natural frequency of the part. It is noted that an equally important parameter is the form of oscillations of a thin surface at the studied frequencies. It is noted that in the future it is possible to solve these problems through computer simulation.

Keywords: mechanical processing, natural oscillations, computer modeling, blades, technological heredity

Вступ. Одним з найбільш напружених вузлів турбіни, що значною мірою визначають економічність, надійність та загальну конструктивну схему всього турбоагрегату, є лопатковий апарат. Конструкція лопатки істотно залежить від рівня наукового забезпечення проектування в питаннях аеродинаміки потоку, статичної та динамічної міцності, можливостей металургійної бази, матеріалів і існуючих технологій обробки. Вибір конструктивної форми, розмірів і матеріалу залежить від умов, в яких їм доводиться працювати, і в значній мірі визначає надійність і економічність експлуатації турбін [1]. До того ж лопатковий апарат є найдорожчою та найтрудомінішою частиною турбіни. А економічність такого виробу напряму залежить від якості та точності виготовлення лопаткового апарату, тобто і від методів їх проектування та подальшого механічного оброблення.

Аналіз основних досягнень та літератури. Конденсаційні турбіни призначені для перетворення на механічну роботу максимальної частини теплоти пари. У таких турбінах відпрацьована пара випускається в конденсатор, в якому підтримується вакуум (рис.1).

Граничною потужністю конденсаційної турбіни називають максимально можливу потужність при заданому числі обертів. Гранична потужність визначається пропускною здатністю останнього ступеня турбіни, пропускати максимальний об'єм пари: ця потужність тим вища, чим довші лопатки цього ступеня і чим більший діаметр їх посадки. Але збільшення довжини лопатки посилює її коливання та зношування під впливом пари. Тому при проектуванні лопатки важливо моделювати ці процеси, щоб оцінити можливі напружень та рівень вібрацій на заданих режимах роботи.

Особливу перевагу в експлуатації мають довгі лопатки без зв'язків: на стадії проектування можна забезпечити надійність, відбудувавши лопатку від резонансних частот із достатнім запасом. Одна з умов оптимальної відбудови – перша власна частота повинна перевищувати обурюючу частоту другої кратності:

$$f_{\delta 1} > 2n_p. \quad (1)$$

Така умова може бути забезпечена відповідним вибором розміру хорд профілів лопатки, оскільки це особливо впливає на жорсткість (а отже, і на частоти).

Недоліками лопаток без зв'язків є слабке демпфування та автоколивання. Більшу вібраційну надійність мають лопатки з демпфуючими зв'язками (бандажними та дротяними), проте через ускладнену конструкцію спектр власних частот, природно, виходить більш щільним, що ускладнює попередній розрахунок коливань – отже, таку лопатку складніше відбудувати від резонансів.

Лопатка турбіни - це окремий компонент, який утворює турбінну секцію парової турбіни [2]. Лопатка відповідає за отримання енергії з високотемпературної пари високого тиску, що виробляється камерою згоряння (котлом). Щоб вижити в цьому складному середовищі, лопатки турбін часто використовують екзотичні матеріали, такі як нікель, хром, титан [3].

Матеріал, який використовується для лопаток турбіни, залежить від рівня роботи турбіни, що відповідає трьом ступеням: високого тиску, середнього тиску і низького тиску [4].

Лопатки високого і середнього тиску зазвичай виготовляються з нержавіючої сталі, оскільки нержавіюча сталь має кращі властивості при високих температурах. Точний вибір матеріалів для застосування у лопатках низького тиску залежить від міцності та корозії, титанові сплави, особливо Ti-6Al-4V, використовуються в турбінах низького тиску з 1960 року. Ці сплави особливо підходять для лопаток низького тиску. Оскільки щільність титанового сплаву становить менше, ніж щільність сталі, і цей сплав меншої щільності може подовжити термін служби лопаток низького тиску та підвищити ефективність турбіни без збільшення стресу [5]. По-друге, титановий сплав має міцнішу стійкість до корозії, ніж сталь, а вологість класу низького тиску вища, тому титановий сплав є більш придатним. Нарешті, титанові сплави достатньо водостійкі для використання без корозії. Загалом вибір матеріалу визначає успішність чи невдачу леза, міцність на розрив, стійкість до тиску, корозії опір і пружність, що визначають навантаження при роботі леза [6].

Щоб зробити обертову лопатку більш надійною, для вирішення проблеми в техніці часто використовують метод додавання бандажів до лопатки (рис.2). Бандаж може збільшити жорсткість і власну частоту леза, і коли лезо вібрує, робоча поверхня бандажу може тертися одна об одну, щоб поглинати енергію вібрації [7].

Мета дослідження, постановка проблеми. Незважаючи на те, що інші конструкції мають важливе застосування, найбільш часто використовуваною конструкцією бандажу в експлуатації сьогодні все ще є заклепковий бандаж, де окрема стрічка матеріалу прикріплена до кінчиків кожного леза аеродинамічного профілю одним або декількома шипами. Це поширений тип бандажу, виготовленого з ряду сегментів бандажу, кожен охоплюють кілька лез. Бандажі зазвичай встановлюються для створення окремих пакетів лопастей, які зв'язані разом кожухом. Довжина і кількість пакетів вибирає конструктор для модифікації вібраційної поведінки лопатевого диска та уникнення потенційно небезпечних специфічних форм і частот вібрації для лопатевої збірки диска.



Рис. 1 – Ілюстрація застосування заклепкового бандажу

На відміну від клепанних кожухів, які є окремими деталями, скріпленими за допомогою заклепок шипів після збору лопаток в диск турбіни, цільні кожухи виготовляються як складові частини окремих лопастей (рис.2). Таким чином повна плащаниця формується з сегментів плащаниці які прикріплені до кожного кінчика леза.

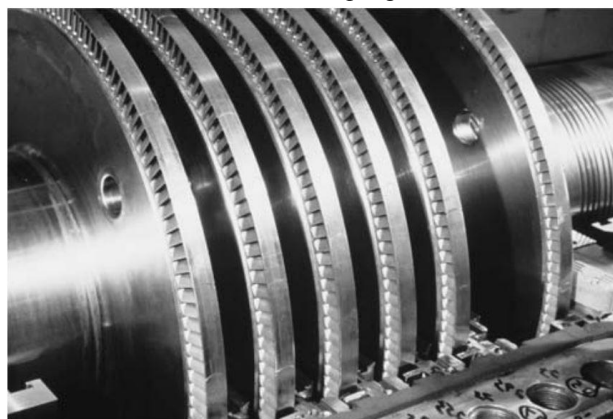


Рис. 2 – Застосування цільних кожухів

Особливою версією інтегрального кожуха є кожух Z-lock (рис.3), що складається блокуючих сегментів кожуха, які навантажуються один на одного в експлуатації, щоб забезпечити контакт на опорних поверхнях. Z-замки майже завжди використовуються на скручених ділянках профілю тому що вони внутрішньо активуються закручуванням профілю що відбувається зі збільшенням швидкості [8].

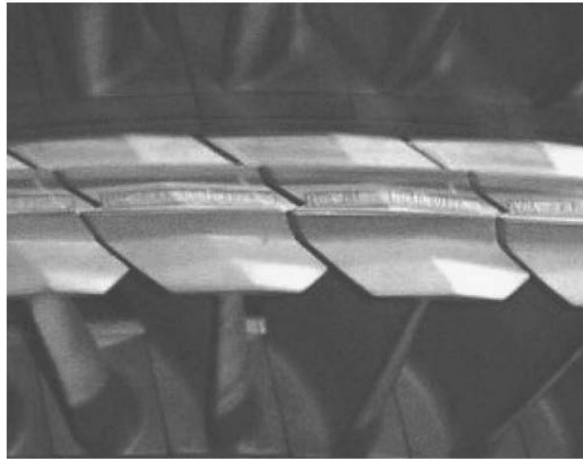


Рис. 3 – Ілюстрація застосування кожуха Z-lock

Кожна конструкція має тенденцію вібрувати на певних частотах, які називаються власними або резонансними частотами. Кожна частота власних коливань асоціюється з певною формою, яка називається формою коливань, яку модель прагне приймати при вібруванні на цій частоті. При дії на тіло або конструкцію періодично змінної збуджуючої сили виникають вимушені коливання. Коли співпадають частоти і напрямки власних коливань із частотами і напрямками вимушених коливань виникає резонанс. Явище резонансу небезпечне для конструкції або споруди, оскільки зростає амплітуда коливань, що в свою чергу призводить до збільшення деформації і напруженості в середовищі, в якому відбуваються коливання. Це може призвести до поломки або руйнування обладнання, споруд, що може бути причиною травматизму, нещасних випадків. В експлуатації лопатки турбін працюють у широкому інтервалі частот динамічних навантажень. Такі навантаження з часом можуть призводити до втомних деформацій, мікротріщин, що змінює динамічні характеристики конструкції лопаток. Лопатка є пружною конструкцією та має спектр власних частот та форм коливань. Вони впливають на динамічні властивості самої лопатки та її здатність реагувати на різні дії [9]. Аналіз власної частоти та форми коливань лопатки турбомашини дає змогу прогнозування динамічного відгуку лопаток під навантаженням, що є актуальним завданням, так як дозволяє охарактеризувати залежність власних частот коливань від режиму роботи та гарантовано уникнути резонансу для проєктованих лопаток.

Метою даної роботи є розробка шляхів удосконалення технології виготовлення деталей типу лопатки турбомашини на етапі її проєктування.

Матеріали дослідження. Для чисельних експериментів була спроектована модель лопатки турбомашини з бондажною полкою в середовищі SolidWorks. Аналіз частот та деформацій лопатки виконували у додатку SolidWorks Simulation. Для проведення дослідження власних коливань необхідно встановити яким чином буде закріплена заготовка під час дослідження.

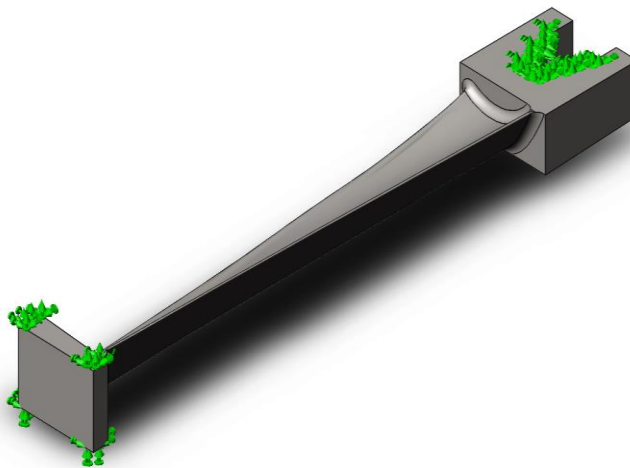


Рис. 4 – Твердотільна модель лопатки із накладеними обмеженнями

Після встановлення закріплення вносяться данні дослідження, до яких відносяться система одиниць фізичних величин, верхня границя частот, температура навколишнього середовища та властивості використаної сталі. На основі цих даних можливо отримати розподіл частоти власних коливань лопатки, розподіл ефективної маси, та розподіл кумулятивної маси.

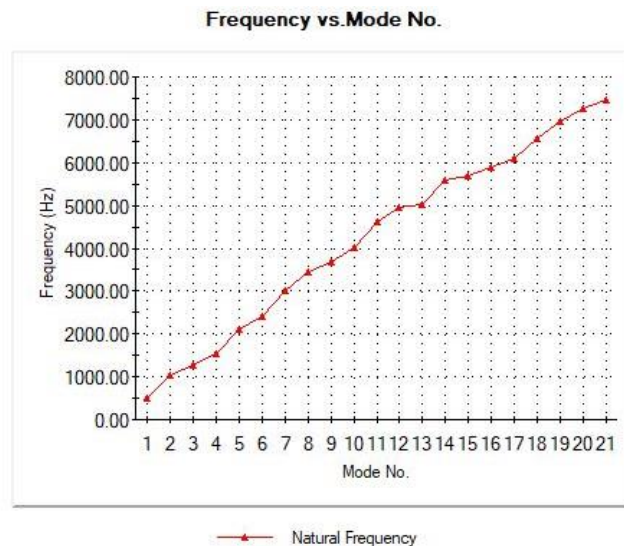


Рис. 5 – Залежність величини коливаль лопатки від моди

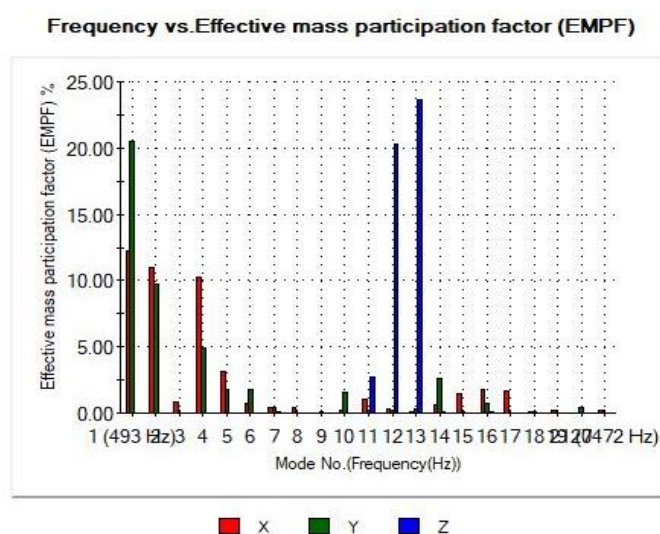


Рис. 6 – Розподіл частот вільних коливань лопатки пластини лопатки

На першому етапі, дотримуючись вимог технології виготовлення лопатки, були проведені чисельні комп'ютерні експерименти щодо визначення власних частот коливань лопатки в робочому стані (відповідно до закріплення, представленого на рис.4). Дослідження проводилися в діапазоні власних частот коливань лопатки до 21 мод. Дослідження показало, що переважна більшість вільних коливань посідає область до 15 мод.

На рис. 6 показано частотне розподілення вільних коливань лопатки. На рис. 7 показано розподіл повної ефективної маси, що характеризує амплітуду коливань. Результати розрахунків показують, що найбільша амплітуда коливань осі Y з накопиченою масою припадає на область критичних частот 493,95 Гц (0,205 мм), 1032.1 Гц (0,09 мм), по осі X на частотах 493,95 Гц (0.122 мм) 1032.1 Гц (0.109 мм), 1529.8 Гц (0.102 мм) по осі Z - 4939.6 Гц (0,202 мм), 5005.6 Гц (0,236 мм). В роботі [10] авторами визначено, що власні частоти коливань лопаток можуть зміщуватися в залежності від умов закріплення деталі в пристосуваннях, що безумовно необхідно враховувати при розробці технологічного процесу обробки профілю лопатки.

Frequency vs. Cumulative effective mass participation factor (CEMPF)

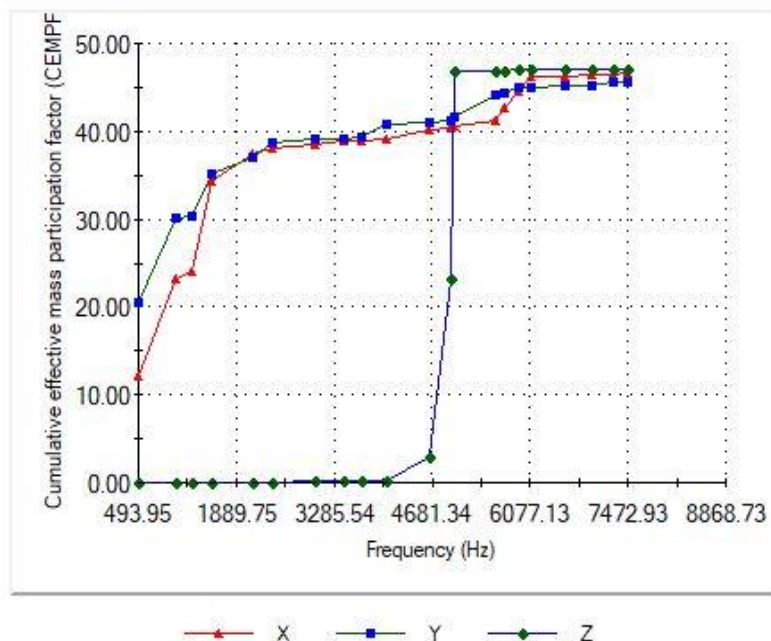


Рис. 7 – Розподіл сумарної ефективної маси лопасті лопатки

Отримані частоти та розподіл мас по осях представлений у таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати комп'ютерного експерименту із аналізу частот власних коливань та розподілу комюлятивної маси

Mode Number	Frequency(Hertz)	X direction	Y direction	Z direction
1	493.95	0.12231	0.20512	6.549e-07
2	1032.1	0.10964	0.097132	0.00016123
3	1268.4	0.0080227	0.00010519	2.5503e-06
4	1529.8	0.1029	0.049234	8.3652e-05
5	2116.7	0.030897	0.018058	4.1095e-05
6	2415.6	0.0072034	0.017418	1.9114e-07
7	3007.2	0.0036659	0.0042825	0.0014065
8	3432.1	0.0044527	0.00039942	0.00031463
9	3683.5	2.5095e-05	0.00077095	9.7453e-06
10	4025.8	0.0022531	0.015802	0.00019283
11	4632.6	0.010221	0.0021487	0.027128
12	4939.6	0.003087	0.0024719	0.20241
13	5005.6	0.0013745	0.0030269	0.23591
14	5585.6	0.0063178	0.025913	0.0015237
15	5706.5	0.014911	0.00084327	9.6802e-05
16	5903.6	0.017701	0.0076774	0.00073956
17	6102.8	0.016572	0.00021775	2.7218e-06
18	6575.4	0.00085106	0.00063623	0.00010633
19	6965.3	0.0016347	3.679e-05	3.2786e-06
20	7270.6	0.00019976	0.0041529	6.1211e-05
21	7472.9	0.0024354	7.6201e-07	9.0861e-05
		Sum X = 0.46668	Sum Y = 0.45544	Sum Z = 0.47029

На основі отриманих даних можна зробити висновок, що при механічній обробці необхідно вести індивідуальний аналіз частоти і форми власних коливань. Врахування тільки частоти коливань є недостатнім. Так небезпечними модами можуть бути як перша мода коливань, так і п'ятнадцята (рис. 8).

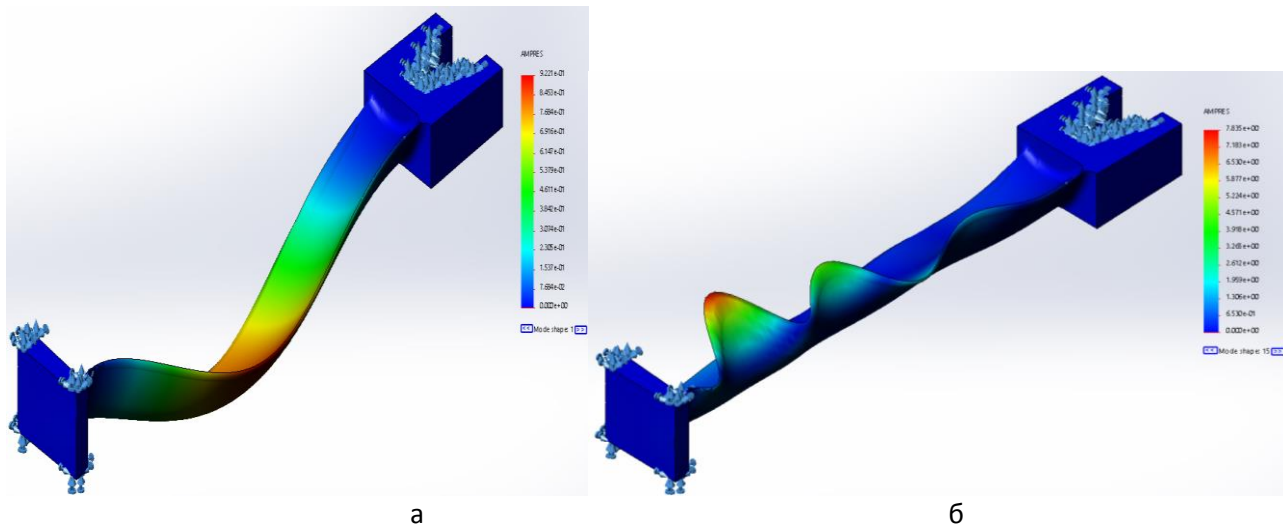


Рис. 8 – Компьютерне моделювання власних коливань лопатки при механічному обробленні:
а – 1 мода, б – 15 мода

Висновки. В роботі було отримано власні частоти коливань турбінної лопатки. Чисельно проаналізовано спектр частот, форми коливань, отримано розподіл ефективної та кумулятивної маси. Отримані результати дають нам змогу прогнозувати при яких частотах можливе виникнення резонансу при механічному обробленні лопатки, та його вплив на лопатку. Серед подальших досліджень планується визначення формування особливостей впливу власних коливань лопатки в процесі виготовлення на технологічну спадковість.

Підтвердження. Загальний підхід розроблено в рамках науково-дослідного проекту «Розробка методології оптимального проектування та виготовлення високоефективних, високонадійних турбомашин з врахуванням різних режимів роботи» (№ 0121U107511).

Список літератури:

14. Шубенко А. Л. Каплеударная эрозия лопаточных аппаратов паровых турбин. Прогнозирование и методы защиты / А. Л. Шубенко, А. Э. Ковальский // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – Харьков : НТУ "ХПИ". – 2012. – № 7. – С. 76-87.
15. Новиков В. А. Технология производства и монтажа паровых и газовых турбин : учебное наглядное пособие : Рекомендовано методическим советом Уральского федерального университета для студентов вуза, обучающихся по направлениям подготовки 13.03.03, 13.04.03 — Энергетическое машиностроение / В. А. Новиков ; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина. — Екатеринбург : Издательство Уральского университета, 2020. — 296 с. — ISBN 978-5-7996-3153-6.
16. Торьянников, А.Ю., Барышников А.А. Микроструктура и свойства титановых сплавов - Молодой ученый, 2021. - № 49 (391). - С. 47-51.
17. Liu Z., Chen Z. and Chen J. The Strength Analysis of CFM56 Engine Blade. MATEC Web of Conferences (ICMAA), vol. 166, 2018. DOI:10.1051/mateconf/201816604001
18. Tianshu L., Lin W. Research on bearing capacity of loess roots in low-pressure stage based on elastoplastic theory[j]. Thermal Turbine, 2014 – vol. 43(1) – pp. 56 - 58.
19. Xiongzen L., Luping L., Shihai Z., et al. Modeling and Modal Analysis of Turbine Rotor Blades [j]. Turbine Technology Surgery, 2015 – vol. 57(5) – pp. 329 – 332.
20. Kaneko Y., Mori K., and Ohyama H.. Development and verification of 3000 rpm 48-inch integral shroud blade for steam turbine. in Proceedings of the ASME 2005 Power Conference, American Society of Mechanical Engineers (ASME), Chicago, IL, USA, April 2005. - pp. 609–616
21. The McGraw-Hill Companies, Inc. Blade Design and Analysis for Steam Turbines, 1st Edition, 2011.
22. Нгуен Нгок Т., Капралов В.М.. Анализ резонанса и свободных колебаний лопатки газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. №2. С. 149-160. DOI: 10.18721/JEST.25212.
23. Dobrovorskiy, S., Basova, Y., Kononenko, S., Dobrovolska, L., Mounif, A.S.Y. A Special Feature of Turbine Blade Deformation During Machining. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Rauch, E., Peraković, D. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. pp. 220-231. https://doi.org/10.1007/978-3-031-06025-0_22

Bibliography (transliterated):

1. Shubenko A. L. Kapleudarnaia eroziya lopatochnykh apparatov parovykh turbyn. Prohnozyrovanye y metody zashchyty / A. L. Shubenko, A. Э. Kovalskiy // Vestnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPY" : sb. nauch. tr. Temat. vyr. : Enerheticheskiye y teplotekhnicheskiye protsessy y oborudovanye. – Kharkov : NTU "KhPY". – 2012. – № 7. – S. 76-87.
2. Novykov V. A. Tekhnologiya proizvodstva y montazha parovykh y hazovykh turbyn : uchebnoe nahliadnoe posobyе : Rekomendovano metodicheskim sovetom Uralskogo federalnogo unyversyteta dlia studentov vuza, obuchaiushchykhsia po napravleniyam podgotovky 13.03.03, 13.04.03 — Enerheticheskoe mashynostroeniye / V. A. Novykov ; Mynysterstvo nauky y vyssheho obrazovaniya Rossiyskoi Federatsyy, Uralskiy federalnyi unyversytet imeny pervogo Prezydenta Rossyy B. N. Eltsyna. — Ekaterynburh : Yzdatelstvo Uralskogo unyversyteta, 2020. — 296 s. — ISBN 978-5-7996-3153-6.
3. Toriannykov, A.Yu., Varyshnykov A.A. Mykrostruktura y svoistva tytanovykh splavov - Molodoi uchenyi, 2021. - № 49 (391). - S. 47-51.
4. Liu Z., Chen Z. and Chen J. The Strength Analysis of CFM56 Engine Blade. MATEC Web of Conferences (ICMAA), vol. 166, 2018. DOI:10.1051/mateconf/201816604001
5. Tianshu L., Lin W. Research on bearing capacity of loess roots in low-pressure stage based on elastoplastic theory[j]. Thermal Turbine, 2014 – vol. 43(1) – pp. 56 - 58.
6. Xiongzen L., Luping L., Shihai Z., et al. Modeling and Modal Analysis of Turbine Rotor Blades [j]. Turbine Technology Surgery, 2015 – vol. 57(5) – pp. 329 – 332.
7. Kaneko Y., Mori K., and Ohyama H.. Development and verification of 3000 rpm 48-inch integral shroud blade for steam turbine. in Proceedings of the ASME 2005 Power Conference, American Society of Mechanical Engineers (ASME), Chicago, IL, USA, April 2005. - pp. 609–616
8. The McGraw-Hill Companies, Inc. Blade Design and Analysis for Steam Turbines, 1st Edition, 2011.
9. Nhuen Nhok T., Kapralov V.M.. Analiz rezonansa y svobodnykh kolebaniy lopatky hazovoi turbiny // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye y ynzhenernyye nauky. 2019. - T. 25. №2.- S. 149-160. DOI: 10.18721/JEST.25212.
10. Dobrotvorskiy, S., Basova, Y., Kononenko, S., Dobrovol'ska, L., Mounif, A.S.Y. A Special Feature of Turbine Blade Deformation During Machining. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Rauch, E., Peraković, D. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. pp. 220-231. https://doi.org/10.1007/978-3-031-06025-0_22

Поступила (received) 27.03.2022

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Доброворський Сергій Семенович (Dobrotvorskiy Sergey) – доктор технічних наук, професор кафедри "Технологія машинобудування та металорізальні верстати" Навчально-наукового інституту механічної інженерії і транспорту Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; e-mail: sdobro50@gmail.com, ORCID: 0000-0003-1223-1036

Басова Євгенія Володимирівна (Basova Yevheniia) – кандидат технічних наук, доцент кафедри "Технологія машинобудування та металорізальні верстати" Навчально-наукового інституту механічної інженерії і транспорту Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; e-mail: e.v.basova.khpi@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8549-4788

Харченко Олександр Сергійович (Kharchenko Oleksandr) – магістрант кафедри "Технологія машинобудування та металорізальні верстати" Навчально-наукового інституту механічної інженерії і транспорту Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, ORCID: 0000-0002-7415-6169

Летюк Валерій Іванович (Letiuk Valerii) – аспірант кафедри «Інтегровані технології машинобудування ім. М.Ф. Семка» Навчально-наукового інституту механічної інженерії і транспорту Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», заступник начальника цеху в АТ "Українські енергетичні машини", м. Харків, e-mail: spirit.nrg.13@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9600-2371

Яковенко Ігор Едуардович (Yakovenko Ihor) - кандидат технічних наук, професор кафедри "Технологія машинобудування та металорізальні верстати" Навчально-наукового інституту механічної інженерії і транспорту Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; e-mail: igor.dych59@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8344-996X

Котляр Олексій Віталійович (Kotliar Alexey) - кандидат технічних наук, доцент кафедри "Технологія машинобудування та металорізальні верстати" Навчально-наукового інституту механічної інженерії і транспорту Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; e-mail: Alexeykotliar@gmail.com, ORCID: 0000-0001-7664-0395

Абу Самра Юсеф (Abou Samra Youssef Mounif) - аспірант кафедри Технологія машинобудування та металорізальні верстати" Навчально-наукового інституту механічної інженерії і транспорту Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; e-mail: josehpcospl@gmail.com