DOI: 10.15593/2224-9982/2020.62.07

УДК 62-135.1

О.В. Репецкий, Ван Винь НгуенИркутский государственный аграрный университет
им. А.А. Ежевского, Иркутск, Россия**АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЛОПАЧЕННЫХ ДИСКОВ
ТУРБОМАШИН С ПРЕДНАМЕРЕННОЙ РАССТРОЙКОЙ**

Для повышения технического уровня энергетических турбомашин в современном турбомашиностроении требуется высокая надежность и долговечность конструкций при проектировании, изготовлении и эксплуатации турбомашин. Любое изменение геометрии, массы, свойств материала лопаток рабочих колес турбомашин от проектных параметров приводит к расстройке параметров. При малой величине расстройки лопаток можно значительно увеличить амплитуды перемещений или напряжений лопаточных структур. Ввиду этого анализ влияния эффектов расстройки параметров на динамические характеристики в области проектирования и эксплуатации турбомашин является важной и актуальной задачей.

Проанализирован эффект преднамеренной расстройки для осевого облопаченного диска турбокомпрессора с целью снижения вынужденного отклика из-за возбуждений низкого порядка двигателя. Значение максимального вынужденного отклика лопаток роторов турбомашин с расстройкой параметров обычно намного больше, чем у настроенных роторов. Таким образом, актуальной задачей является введение некоторой степени преднамеренной расстройки в конструкцию системы для достижения этих целей. Исследуется эффективность внесения преднамеренной расстройки на стадии проектирования облопаченных дисков турбомашин, вводящейся в конструкцию ротора путем изменения номинальной массы лопаток.

Ключевые слова: частота колебаний, преднамеренная расстройка, вынужденный отклик, облопаченный диск, конечно-элементная модель, турбомашин, амплитуда, перемещение, динамические характеристики, лопатка.

O.V. Repetckii, Van Vinh Nguyen

Irkutsk State Agrarian University named after A.A. Ezhevsky, Irkutsk, Russian Federation

**DYNAMIC CHARACTERISTICS ANALYSIS OF BLADED DISK
TURBOMACHINES BASED ON INTENTIONAL MISTUNING**

To increase technical level of energy turbomachine in modern turbomachinery, high reliability and durability of structures are required in the design, manufacture and operation of turbomachine. Any change geometry, mass, material properties of the bladed disk of turbomachine in the design is called mistuning parameters. With a small value of mistuning blades can significantly increase amplitude, displacement or stresses of the blades structures. So, analysis influence of the effect mistuning parameters on the dynamic characteristics in the field of turbomachine is an important and urgent task.

This article analyzes the effect intentional mistuning of the axial bladed disk turbomachine in order to reduce forced response due to low-order engine excitation. The maximum value forced response of rotor blades turbomachine with mistuning parameters is usually much more than that of the tuned rotors. An increase level mistuning of this critical value actually leads to a decrease magnifications of the forced response. Thus, the actual work has been introducing some degree of intentional mistuning in the design to achieve these purposes. In this paper, we study the effectiveness of intentional mistuning at the design stage bladed disk turbomachine, which is introduced into the rotor design by changing the nominal mass of the blades in harmonic forms.

Keywords: vibration frequencies, intentional mistuning, forced response, bladed disk, finite element formula, turbomachine, amplitude, displacement, dynamic characteristics, blade.

Введение

Известно, что конструкции облопаченных дисков претерпевают сильное увеличение динамического отклика из-за расстройки параметров в сочетании с низким уровнем структурного демпфирования. Негативные эффекты расстройки параметров в отношении вынуж-

денного отклика облопаченных дисков более 50 лет были предметом интенсивных исследований многих авторов [1–4].

Расстройка в конструкции облопаченных дисков возникает при небольшом отличии между лопатками по массе, геометрии, материалу или неидентичности секторов рабочего колеса, нарушающем циклическую симметрию [5].

Также причинами расстройки параметров могут быть неизбежные технологические допуски на их изготовление, неоднородность материала, разная посадка в замках, действие различных эксплуатационных факторов и повреждения при эксплуатации. Значения частотной расстройки параметров лопаток облопаченных дисков определяются в виде

$$\Delta f_i = \frac{f_{j,i} - \bar{f}_j}{\bar{f}_j}, \quad (1)$$

где $\bar{f}_j$ – среднее значение основных частот j -й формы колебания; $f_{j,i}$ – значение частоты j -й формы колебания лопаток, $i = 1, \dots, N$ (N – количество лопаток).

Существенным эффектом в случае колебаний расстроенных систем является увеличение амплитуд колебаний и напряжения по сравнению с идеальной системой. Для количественной оценки вводится максимальный коэффициент увеличения амплитуды γ , который связывает максимальную амплитуду расстроенной системы с максимальной амплитудой настроенной системы. Под амплитудой и понимается максимальное перемещение

$$\gamma = \frac{u_{\text{рас(макс)}}}{u_{\text{настр(макс)}}}.$$

Многие авторы исследуют максимальное увеличение вынужденного отклика: Kühhorn, Han, Chan, Beirow, Repetckii и др. [6–12]. Одна из самых известных работ была опубликована Whitehead, который впервые сформулировал консервативный предел в отношении увеличения вынужденного отклика. В своих работах Whitehead показывает подход к оценке максимальной амплитуды перерегулирования [13]. Он устанавливает следующую эмпирическую зависимость между максимальным значением γ и числом лопаток рабочих колес:

$$\gamma_{\text{макс}} = \frac{1}{2}(1 + \sqrt{N}), \quad (2)$$

где $\gamma_{\text{макс}}$ – максимальный коэффициент увеличения амплитуды; N – число лопаток.

Улучшение предела Whitehead было введено Martel и Corral, заменивших количество лопаток на количество активных режимов [14]. Консервативный предел учитывает различные собственные частоты в одном из лопастных режимов и модальную стыковку между движением диска и лопатки. Совсем недавно Figaschewsky и Kühhorn получили дальнейшее усовершенствование для вычисления предела, рассмотрев стандартное отклонение расстройки [15].

Идея оптимизации модели с расстройкой была также взята на вооружение в отношении уменьшения расстроенного вынужденного отклика. При этом Han и другие доказали, что определенные виды преднамеренной расстройки подходят для уменьшения максимального вынужденного отклика. Аналогичные результаты были достигнуты Castanier и Pierre [16].

Значения расстройки являются случайными величинами. Использование экспериментальных методов для оценки эффекта расстройки параметров на динамику рабочих колес является трудной задачей, так как требуется проанализировать большое количество вариантов расстройки при проведении эксперимента. В этих случаях можно использовать такие методы численного анализа для изучения случайных процессов, как коммерческие комплексные программные системы ANSYS WORKBENCH, ABAQUS и др.

Для исследования частот колебаний лопатки академического рабочего колеса в качестве эксперимента используется измерительная система лазерного сканирующего виброметра на базе Бранденбургского технического университета (БТУ). Система измерения и промышленный стенд для анализа возбуждения колебаний диска с десятью лопатками (лазерный сканирующий виброметр) представлены на рис. 1.

На рис. 1, а показана схема экспериментальной установки системы лазерного сканирующего виброметра, где 1 – подушка из пены, 2 – дополнительная масса, 3 – устройство управления, 4 – лазерный виброметр, 5 – модальный молоток, 6 – диск с лопатками.

Результаты расчета частот колебаний одного сектора в сравнении с экспериментом и результатами, полученными в программных

Рис. 1. Экспериментальное исследование расстройки параметров:
а – схема экспериментальной установки; б – лазерный сканирующий виброметр

комплексах ANSYS WORKBENCH и ABAQUS, приведены в табл. 1 [17]. Конструкция была жестко закреплена по ободу диска. В качестве конечно-элементной модели в программном комплексе ANSYS WORKBENCH применялся конечный элемент TET10 с тремя степенями свободы в узле, а в программном комплексе ABAQUS – треугольный конечный элемент C3D10, имеющий по три степени свободы в одном узле.

Моделирование и численный анализ влияния эффекта преднамеренной расстройки

В данной работе рассмотрено модельное колесо с десятью лопатками, изготовленное в БТУ (рис. 2, а). Конечно-элементная модель с общим количеством конечных элементов 38 830 и количеством степеней свободы 228 840 представлена на рис. 2, б. Значения собственных частот колебаний академического колеса с десятью лопатками приведены в табл. 2.

Рис. 3 показывает разницу частот колебаний рабочего колеса без преднамеренной расстройки (см. формулу (1)).

На следующем этапе анализа рассмотрена блочная модель расстройки № 1 с дополнительными массами 2,0 г, состоящая из пяти блоков по две лопатки в одном блоке расстройки (рис. 4). Здесь в одну группу входит одна настроенная и одна расстроенная лопатка (с массой). Рис. 5 показывает расчет значения расстройки частот колебаний лопаток диска блочной модели расстройки № 1.

Значения коэффициентов увеличения амплитуды колебаний оказались меньше, чем максимальный коэффициент увеличения амплитуды колебаний в зависимости от числа лопаток рабочего колеса у Whitehead ($\gamma_{\text{макс}} = 2,08$) (см. формулу (2)).

Таблица 1

Расчет частот колебаний
одного сектора академического колеса
с десятью лопатками

Форма колебаний	Частота колебаний в ABAQUS, Гц	Частота колебаний в ANSYS, Гц	Эксперимент авторов [17]
1	264,49	262,84	–
2	923,46	904,25	919,69
3	1361,5	1426,7	–
4	1958,0	2737,4	–
5	2857,1	3553,8	2752,50
6	3745,7	3807,2	–
7	4957,6	4480,8	4489,84
8	5422,9	5344,0	5319,30
9	5628,6	6918,1	–
10	7204,2	7472,7	6914,84

Рис. 2. Академическое колесо с десятью лопатками: *а* – 3D-модель; *б* – конечно-элементная модель

Рис. 3. Расчет частот колебаний рабочего колеса без преднамеренной расстройки

Таблица 2

Значения собственных частот колебаний академического колеса с десятью лопатками

Номер лопатки	Форма 1	Форма 2	Форма 3	Форма 4	Форма 5
1	261,43	901,97	1415,0	2724,7	3538,2
2	261,43	901,97	1415,6	2724,7	3538,2
3	261,44	901,99	1415,6	2724,7	3537,5
4	261,46	901,99	1416,8	2724,7	3538,2
5	261,46	902,06	1416,8	2725,1	3540,9
6	261,49	902,06	1417,4	2725,1	3538,2
7	261,49	902,09	1417,4	2725,3	3538,2
8	261,49	902,13	1417,5	2725,4	3540,3
9	261,49	902,13	1417,5	2725,4	3540,3
10	261,50	902,16	1417,6	2725,5	3544,0
Номер лопатки	Форма 6	Форма 7	Форма 8	Форма 9	Форма 10
1	3758,5	4467,1	5307,4	6893,6	7387,7
2	3758,5	4467,1	5307,4	6894,9	7387,7
3	3763,6	4467,5	5307,4	6894,9	7391,4
4	3767,7	4468,2	5307,4	6895,9	7390,2
5	3767,7	4468,2	5308,7	6895,9	7390,2
6	3773,3	4468,6	5308,7	6896,2	7387,7
7	3773,3	4468,6	5309,6	6896,2	7387,7
8	3775,2	4468,7	5309,6	6896,3	7391,4
9	3775,2	4468,7	5309,6	6896,3	7391,4
10	3775,7	4468,7	5309,9	6896,3	7392,2

Рис. 4. Блочная модель расстройки № 1 с дополнительными массами 2,0 г (одна расстроенная лопатка в группе)

Рис. 5. Значения расстройки частот колебаний лопаток диска с дополнительными массами 2,0 г (одна расстроенная лопатка в группе)

Рис. 6. Расчет максимального коэффициента перемещений для блочной модели расстройки № 1

Рис. 6 показывает, что получены почти одинаковые значения максимального коэффициента увеличения амплитуды для всех лопаток академического колеса при колебаниях по форме 2 и 3, а форма колебания 8 обладает очень большими значениями максимального коэффициента увеличения амплитуды – $\gamma_{\text{макс}} = 1,84$ (уменьшает на 11,5 % по сравнению с результатом максимального коэффициента увеличения амплитуды Whitehead). Максимальный коэффициент увеличения амплитуды для форм колебаний 1 и 4 ($\gamma_{\text{макс}} = 1,41$) показывает, что получен самый эффективный результат для блочной модели расстройки № 1 академического колеса (уменьшает на 32,2 %).

Далее рассмотрим блочную модель расстройки № 2 с дополнительными массами 2,0 г (две расстроенные лопатки в группе, рис. 7). Здесь в одну группу входит две настроенных лопатки и две лопатки с расстройкой. Третья группа состоит из двух расстроенных лопаток. Рис. 8 показывает расчет значения частот колебаний лопаток диска блочной модели расстройки № 2.

Рис. 9 показывает, что получены почти одинаковые значения максимального коэффициента увеличения амплитуды для всех лопаток академического колеса при колебаниях по форме 4 и 7, а форма колебания 8 обладает самым большим значением максимального

Рис. 7. Блочная модель расстройки № 2 с дополнительными массами 2,0 г (две расстроенные лопатки в трех группе)

Рис. 8. Значения расстройки частот колебаний лопаток диска с дополнительными массами 2,0 г (две расстроенные лопатки в группе)

Рис. 12. Расчет максимального коэффициента перемещений для блочной модели расстройки № 3

коэффициента увеличения амплитуды – $\gamma_{\text{макс}} = 2,0$ (уменьшает на 4 % по сравнению с результатом максимального коэффициента увеличения амплитуды Whitehead). Максимальный коэффициент увеличения амплитуды для формы колебаний 7 ($\gamma_{\text{макс}} = 1,29$) показывает, что получен самый эффективный результат для блочной модели расстройки № 2 академического колеса (уменьшает на 38 %).

Далее рассмотрим блочную модель расстройки № 3 двух групп с дополнительными массами 2,0 г как пять расстроенных лопаток в первой группе (рис. 10) и пять настроенных лопаток во второй. Рис. 11 показывает расчет значения расстройки частот колебаний лопаток диска блочной модели расстройки № 3.

Рис. 12 показывает, что получены почти одинаковые значения максимального коэффициента увеличения амплитуды для всех лопаток академического колеса при колебаниях по форме 1, 6 и 7, а формы колебаний 2 и 8 обладают самым большим значением максимального коэффициента увеличения амплитуды – $\gamma_{\text{макс}} = 1,82$ (уменьшает на 12,5 % по сравнению с результатом максимального коэффициента увеличения амплитуды Whitehead). Максимальный коэффициент увеличения амплитуды для формы колебания 1 ($\gamma_{\text{макс}} = 1,38$) показывает, что получен самый эффективный

результат для блочной модели расстройки № 3 академического колеса (уменьшает амплитуду на 33,65 %).

Заключение

В данной работе представлены результаты численного анализа эффектов преднамеренной расстройки с целью уменьшения максимального коэффициента амплитуды лопаток облопаченных дисков турбомашин. Преднамеренная расстройка в данной работе получена путем оптимизации алгоритмов и реализована с помощью небольших геометрических изменений в лопатке с дополнительными массами 2,0 г на периферии пера лопатки.

Результаты исследования показывают надежность и эффективность применения блочной преднамеренной расстройки в моделях облопаченных дисков, позволяют уменьшить максимальный коэффициент увеличения амплитуды до 40 %.

Дальнейшим развитием данных исследований будет анализ преднамеренной расстройки с учетом введения незначительной преднамеренной расстройки, вызванной напылением твердого материала, изменением радиуса перехода лопатки в диск, шлифовкой и другими незначительными изменениями в группах расстройки рабочих колес.

Библиографический список

1. Optimization-aided forced response analysis of a mistuned compressor blisk / B. Beirow, T. Giersch, A. Kühhorn, J. Nipkau // J. of Eng. for Gas. Turb. and Power. – 2015. – Vol. 137 (1). – P. 10.
2. Forced response reduction of a blisk by means of intentional mistuning / B. Beirow, A. Kühhorn, F. Figashevsky, A. Bornhorn, O. Repetckii // Proceed. of ASME Turbo Expo. – 2019. – Vol. 141 (1). – GT2018-76584. – 8 p.

3. Repetckii O., Ryzhikov I., Nguyen T.Q. Investigation of mistuning impact vibration of rotor bladed disks // J. of Phys. Conf. Ser. – 2018. – Vol. 944 (1). – 012097. – 6 p.
4. Effect of mistuning and damping on the forced response of a compressor blisk rotor / B. Beirow, A. Kühhorn, F. Figaschewsky, J. Nipkau // Proceed. of ASME Turbo Expo. – 2015. – GT2015-42036. – V07BT32A001. – 12 p.
5. Forced response reduction of a blisk by means of intentional mistuning / B. Beirow, A. Kühhorn, F. Figashevsky, A. Bornhorn, O. Repetckii // Proceed. of ASME Turbo Expo. – 2019. – Vol. 141 (1). – GT2018-76584. – 8 p.
6. Репецкий О.В., Нгуен В.В. Анализ динамических характеристик элементов турбомашин // Вестник НГИЭИ. – 2020. – № 2 (105). – С. 5–17.
7. Еловенко Д.А., Репецкий О.В. Анализ напряженного состояния упругой полуплоскости, нагруженной постоянным давлением на ограниченных промежуточных участках с заданным периодом, методом конечных элементов на базе программного комплекса MSC.MARC // Известия Иркутской государственной экономической академии. – 2011. – № 5. – С. 171–175.
8. Репецкий О.В., Нгуен В.В. Численный анализ прочностных характеристик машиностроительных конструкций с расстройкой параметров // Вестник НГИЭИ. – 2019. – № 7 (98). – С. 27–38.
9. Optimization of intentional mistuning patterns for the mitigation of effects of random mistuning / Y. Han, R. Murthy, M.P. Mignolet, J. Lentz // J. of Eng. for Gas. Turb. and Power. – 2014. – Vol. 136, no. 6. – 062505. – P. 1–9.
10. Chan Y.J., Ewins D.J. The amplification of vibration response levels of mistuned bladed disks: its consequences and its distribution in specific situations // J. of Eng. for Gas. Turb. and Power. – 2011. – Vol. 133, no. 10. – 102502. – P. 1–8.
11. Repetskiy O.V., Cuong B.M. Fatigue life prediction of modern gas turbomachine blades // Incorp. Sustain. Practice in Mech. of Struct. and Materials. Proceed. of the 21st Australian Conf. on the Mech. of Struct. and Materials. – Australia, 2011. – P. 275–280.
12. Repetskiy O., Zainchkovski K. Sensitivity analysis for life estimation of turbine blades // American Soc. of Mech. Eng. (Paper). Proceed. of the 1997 ASME ASIA Congr. & Exhibition, Singapore. – Singapore, 1997. – 97-AA-136. – V001T10A003. – 11 p.
13. Whitehead D.S. Effect of mistuning on forced vibration of blades with mechanical coupling // J. of Mech. Sci. – 1976. – No. 6. – P. 306–307.
14. Martel C., Corral R. Asymptotic description of maximum mistuning amplification of bladed disk forced response // J. of Eng. for Gas. Turb. and Power. – 2009. – Vol. 131. – 022506-1. – P. 1–10.
15. Figaschewsky F., Kühhorn A. Analysis of mistuned blade vibrations based on normally distributed blade individual natural frequencies // ASME Paper. – 2015. – No. 1. – GT2015-43121. – V07BT32A020. – 13 p.
16. Castanier M.P., Pierre C. Using intentional mistuning in the design of turbomachinery rotors // AIAA J. – 2002. – Vol. 40, no. 10. – P. 2077–2086.
17. Репецкий О.В., Нгуен В.В. Разработка математических моделей и развитие численно-экспериментальных методов исследования влияния расстройки параметров рабочих колес турбомашин с помощью анализа чувствительности // Baikal Lett. DAAD. – 2019. – № 1. – С. 108–123.

References

1. Beirow B., Giersch T., Kühhorn A., Nipkau J. Optimization-aided forced response analysis of a mistuned compressor blisk. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 137(1), 10 p.
2. Beirow B., Kühhorn A., Figashevsky F., Bornhorn A., Repetckii O. Forced response reduction of a blisk by means of intentional mistuning. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 2019, 141(1), GT2018-76584, 8 p.
3. Repetckii O., Ryzhikov I., Nguyen T.Q. Investigation of mistuning impact vibration of rotor bladed disks. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, 944(1):012097, 6 p.
4. Beirow B., Kühhorn A., Figaschewsky F., Nipkau J. Effect of mistuning and damping on the forced response of a compressor blisk rotor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 2015, GT2015-42036, V07BT32A001, 12 p.
5. Beirow B., Kühhorn A., Figashevsky F., Bornhorn A., Repetckii O. Forced response reduction of a blisk by means of intentional mistuning. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 2019, 141(1), GT2018-76584, 8 p.
6. Repetskiy O.V., Nguen V.V. Analiz dinamicheskikh kharakteristik elementov turbomashin [Analysis of dynamic characteristics of the elements of turbomachines]. *Vestnik NGIEI*, 2020, No. 2 (105), pp. 5–17.
7. Yelovenko D.A., Repetskiy O.V. Analiz napryazhennogo sostoyaniya uprugoy poluploskosti, nagruzhennoy postoyannym davleniyem na ogranichennykh promezhutochnykh uchastkakh s zadannym

periodom, metodom konechnykh elementov na baze programmnoho kompleksa MSC.MARC [Analysis of the stress state of an elastic half-plane, loaded with constant pressure on limited intermediate sections with a given period, by the finite element method based on the MSC.MARC software package]. *Bulletin of the Irkutsk State Economic Academy*, 2011, no. 5, pp. 171-175.

8. Repetskii O.V., Nguen V.V. Chislennyi analiz prochnostnykh kharakteristik mashinostroitel'nykh konstruktov s rasstroikoi parametrov [Numerical analysis of strength characteristics of machine-building structures with mistuning parameters]. *Bulletin NGIEI*, 2019, No. 7 (98), pp. 27-38.

9. Han Y., Murthy R., Mignolet M.P., Lentz J. Optimization of intentional mistuning patterns for the mitigation of effects of random mistuning. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136, No. 6, 062505, pp. 1-9.

10. Chan Y.J., Ewins D.J. The amplification of vibration response levels of mistuned bladed disks: its consequences and its distribution in specific situations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2011, 133, No. 10, 102502, pp. 1-8.

11. Repetskiy O.V., Cuong B.M. Fatigue life prediction of modern gas turbomachine blades. Incorporating Sustainable Practice in Mechanics of Structures and Materials. Proceedings of the 21st Australian Conference on the Mechanics of Structures and Materials, 2011, pp. 275-280.

12. Repetskiy O., Zainchkovski K. Sensitivity analysis for life estimation of turbine blades. American Society of Mechanical Engineers (Paper). Proceedings of the 1997 ASME ASIA Congress & Exhibition. Singapore, Singapore, 1997, 97-AA-136, V001T10A003, 11 p.

13. Whitehead D.S. Effect of mistuning on forced vibration of blades with mechanical coupling. *Journal of Mechanical Science*, 1976, no. 6, pp. 306-307.

14. Martel C., Corral R. Asymptotic description of maximum mistuning amplification of bladed disk forced response. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2009, 131.022506-1, pp. 1-10.

15. Figaschewsky F., Kühhorn A. Analysis of mistuned blade vibrations based on normally distributed blade individual natural frequencies. *ASME Paper*, 2015, no. 1, GT2015-43121, V07BT32A020, 13 p.

16. Castanier M.P., Pierre C. Using intentional mistuning in the design of turbomachinery rotors. *AIAA Journal*, 2002, vol. 40, no. 10, pp. 2077-2086.

17. Repetskii O.V., Nguen V.V. Razrabotka matematicheskikh modeley i razvitiye chislennokspertimental'nykh metodov issledovaniya vliyaniya rastroyki parametrov rabochikh koles turbomashin s pomoshchyu analiza chuvstvitelnosti [Development of mathematical models and development of numerical-experimental methods for studying the effect of mismatching the parameters of turbomachine impellers using sensitivity analysis]. *Baikal Letter DAAD*, 2019, no. 1, pp. 108-123.

Об авторах

Репецкий Олег Владимирович (Иркутск, Россия) – доктор технических наук, профессор, проректор по международным связям ФГБОУ ВО ИГАУ им. А.А. Ежовского (664038, г. Иркутск, пос. Молодежный, e-mail: repetskii@igsha.ru).

Нгуен Ван Винь (Иркутск, Россия) – аспирант кафедры «Электрооборудование и физика» ФГБОУ ВО ИГАУ им. А.А. Ежовского (664038, г. Иркутск, пос. Молодежный, e-mail: vinh.july177@gmail.com).

About the authors

Oleg V. Repetskii (Irkutsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice-Rector for International Relations, Irkutsk State Agrarian University named after A.A. Ezhevsky (Molodezhny settlement, Irkutsk, 664038, Russian Federation; e-mail: repetskii@igsha.ru).

Van Vinh Nguyen (Irkutsk, Russian Federation) – PhD Student of the Electrical Power and Physics Department, Irkutsk State Agrarian University named after A.A. Ezhevsky (Molodezhny settlement, Irkutsk, 664038, Russian Federation; e-mail: vinh.july177@gmail.com).

Получено 09.09.2020