

ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 519:539:534

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2024.104.0.52

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ ПОБЛИЗУ РОБОЧОЇ ЧАСТОТИ

Красніков С. В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Проведено моделювання для системи турбоагрегат-фундамент-основа. За допомогою побудованих розрахункових моделей системи розглядаються її найбільш гнучкі частини як просторові конструкції. Розраховано вимушені коливання. Моделювання для системи та обчислення вимушених коливань виконано за допомогою методу скінченних елементів. Унаслідок проведеного дослідження зроблено висновок про підвищення рівня працездатності системи та подано рекомендації щодо подальших досліджень.

Ключові слова: парова турбіна, вібрація, вимушені коливання, моделювання, метод скінченних елементів, фундамент.

Вступ

Енергетична галузь багатьох країн значною мірою залежить від атомних, теплових електростанцій. Не є винятком і Україна. Вітчизняним розробником і виробником парових турбін та турбогенераторів для атомних, теплових електростанцій є АТ «Українські енергетичні машини». Серед продукції цього товариства є парова турбіна великої потужності К-500-65/3000 (рис. 1). Турбіна має п'ять циліндрів: чотири – низького тиску, один –

високого тиску. Кожен циліндр низького тиску приєднаний до відповідного конденсатора. Усі п'ять циліндрів парової турбіни, генератор (турбоагрегат) та конденсатори розташовані на монолітному залізобетонному фундаменті. Разом вони створюють єдину систему турбоагрегат-фундамент-основа (ТФО). До системи ТФО накладаються різні умови. Щодо працездатності, то однією з найважливіших є умова відсутності резонансів поблизу робочої частоти.



Рис. 1. Турбоагрегат з паровою турбіною К-500-65/3000

Аналіз публікацій

Із загальним описом парової турбіни К-500-65/3000 та інших можна ознайомитися з відкритих джерел [1–4]. Для дослідження вібраційних характеристик генератора та парових турбін спочатку використовувалися спрощені моделі типу «фундамент – ротор». Їх особливістю було використання як основи моделі системи роторів, у якій в жорсткостях опор роторів брався до уваги вплив фундаменту та корпусів турбоагрегата. Розробляли ці моделі та проводили на них дослідження декілька груп учених під керівництвом С. Богомолова, В. Журавльової, Н. Шульженко, Ю. Воробйова. Найбільш наближені до реальних умов роботи системи ТФО є моделі, розроблені В. Білетченко, Н. Шульженко, Ю. Воробйовим. Основою зазначених моделей була модель фундаменту відповідно до просторової схеми, що містила аналітичні та експериментальні характеристики всіх частин генератора й парової турбіни. У подальшому розвитку зазначеного напрямку досліджень було прийнято використовувати моделі просторового типу для корпусів турбоагрегата як складника єдиної системи ТФО [1, 5]. Почали працювати в окресленому напрямі вчені В. Журавлева, О. Степченко [6]. За аналогічними ідеями розроблялися моделі ТФО, їх дослідження проводилися за кордоном [7–15]. Особливістю використання моделей ТФО з огляду на просторові системи корпусів циліндрів турбоагрегата та фундаменту є можливість дослідження коливань усіх частин системи ТФО.

Мета та постановка завдання

Мета дослідження – проаналізувати вимушені коливання системи ТФО поблизу робочої частоти. Основним завданням є визначення причин підвищеної вібрації опор підшипників. Об'єкт дослідження – система ТФО з паровою турбіною К-500-65/3000. Предметом є вимушені коливання системи, а саме залежності амплітуд коливань від частоти.

Математична модель

Відповідно до методології методу скінченних елементів [16] щодо загального вигляду рівняння можна його записати так:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = R, \quad (1)$$

де M – матриця з інерційно-масовими характеристиками; C – матриця з характеристиками з демпфірування; K – матриця з характе-

ристиками жорсткості; R – вектор зовнішнього навантаження.

Для обчислення власних частот (p_j) можна записати рівняння в такому вигляді:

$$\det[K - p_j^2 M] = 0. \quad (2)$$

Знаходження власних форм коливань проводиться за використанням узагальненого рівняння

$$[K - p_j^2 M]\{V_j\} = 0. \quad (3)$$

Власні частоти (p_j) та форми $\{V_j\}$ можна знайти з допомогою методу ітерацій у підпросторі. Амплітуди вимушених коливань можна знайти за допомогою методу розкладання за власними формами [16].

Розрахункова модель

Розроблено розрахункову модель системи ТФО як просторової схеми. До складу розрахункової моделі належать тривимірні моделі фундаменту, моделі циліндрів низького тиску за комбінованою схемою. Фундамент жорстко кріпиться на основу в місцях спирання. Основа складається з ґрунту та фундаменту будівлі електростанції та моделювалась граничними умовами. Циліндри низького тиску приєднуються до фундаменту за допомогою системи жорсткостей з огляду на точки горизонтальної фіксації. Оскільки генератор та циліндр високого тиску мають достатньо високу жорсткість, то вони беруться до уваги за допомогою системи мас. Також системою мас враховуються обидві циліндрів низького тиску, тому що вони є жорсткими оболонками. Єдиний валопровід із системи роторів враховувався через систему мас відповідно до спрощеної схеми. Чотири конденсатори моделювалися системою мас та набором граничних умов. Це зумовлено тим, що конденсатори є жорсткими конструкціями та більша частина їх маси є компенсованою за допомогою системи пружних кріплень. Система ТФО вздовж валопроводу має площину симетрії, тому моделювалася її половина.

Розрахункова модель показана на рис. 2. Скінченно-елементна модель має 27040 вузлів та 23165 скінченних елементів

Дослідження вимушених коливань

Розраховано амплітуди вимушених коливань в опорах роторів, що є вбудованими в корпуси циліндрів низького тиску (ЦНТ).

На рис. 2 зазначені ЦНТ розташовані в такій послідовності: ЦНТ-4, ЦНТ-3, ЦНТ-1, ЦНТ-2. Побудовано залежність амплітуд коливань від частоти навантаження (амплітудно-частотні характеристики – АЧХ), які наведені нижче. Навантаження становило 1 Н в точках розташування опор підшипників. Розглянемо АЧХ вертикальних переміщень у точках на опорах підшипників № 1, 2 (ЦНТ-4); № 3, 4 (ЦНТ-3); № 7, 8 (ЦНТ-1) № 9, 10 (ЦНТ-2). Вони наведені нижче на рис. 3–6. Так, на робочій частоті 50 Гц:

- для підшипника № 1 амплітуда переміщень дорівнює $6,9 \cdot 10^{-10}$ м/Н;
- для підшипника № 2 амплітуда переміщень дорівнює $3,3 \cdot 10^{-10}$ м/Н;

- для підшипника № 3 амплітуда переміщень дорівнює $6,8 \cdot 10^{-10}$ м/Н;
- для підшипника № 4 амплітуда переміщень дорівнює $3,0 \cdot 10^{-10}$ м/Н;
- для підшипника № 7 амплітуда переміщень дорівнює $2,5$ м/Н;
- для підшипника № 8 амплітуда переміщень дорівнює $4,1 \cdot 10^{-10}$ м/Н;
- для підшипника № 9 амплітуда переміщень дорівнює $4,3 \cdot 10^{-10}$ м/Н;
- для підшипника № 10 амплітуда переміщень дорівнює $3,5 \cdot 10^{-10}$ м/Н.

Також видно, що резонанс у ділянці 50 Гц визначається глобальною формою коливань системи. Для опори підшипника № 3 резонанс перебуває на робочій частоті 50 Гц.

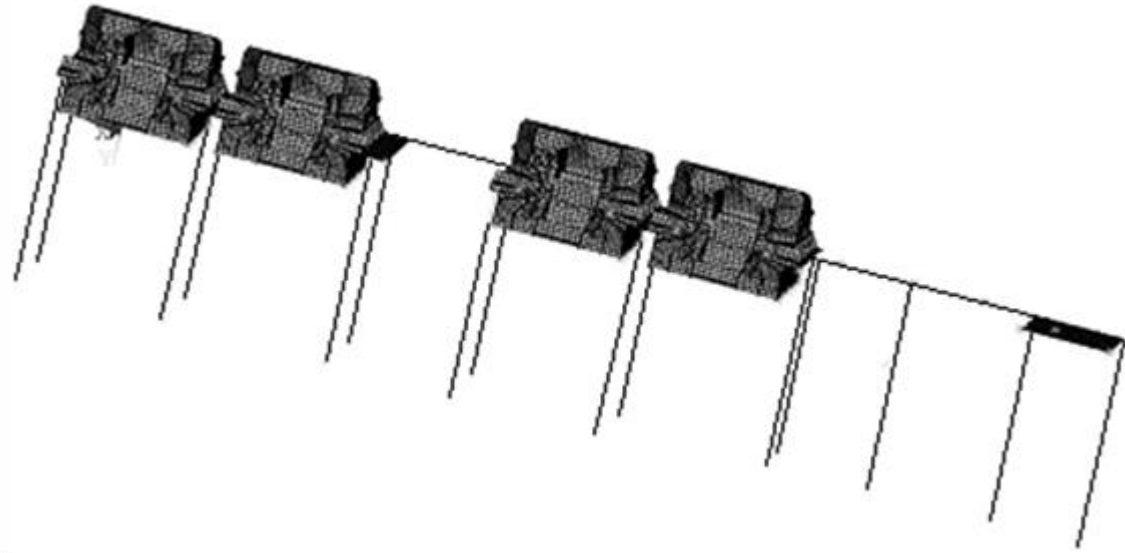


Рис. 2. Турбоагрегат з паровою турбіною К-500-65/3000

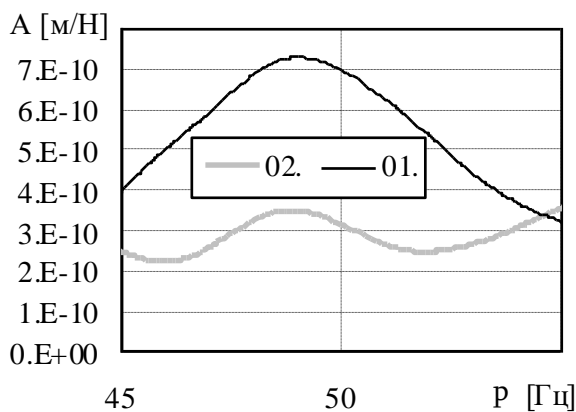


Рис. 3. АЧХ вертикальних переміщень для опор підшипників № 2, 1 ЦНТ-4

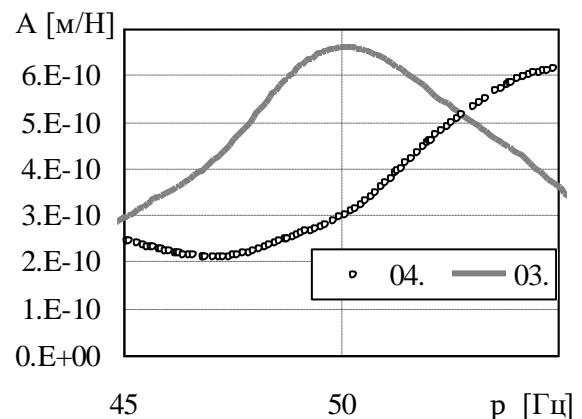


Рис. 4. АЧХ вертикальних переміщень для опор підшипників № 4, 3 ЦНТ-3

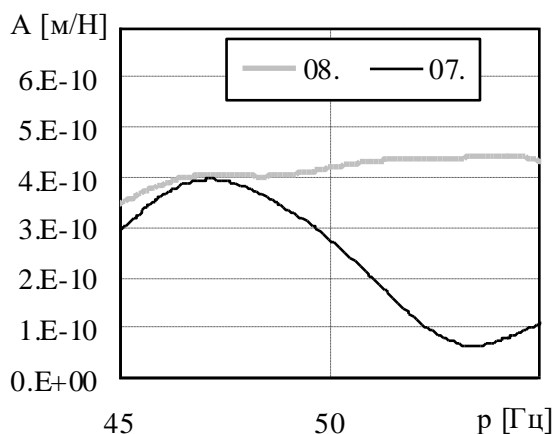


Рис. 5. АЧХ вертикальних переміщень для опор підшипників № 8, 7 ЦНТ-1

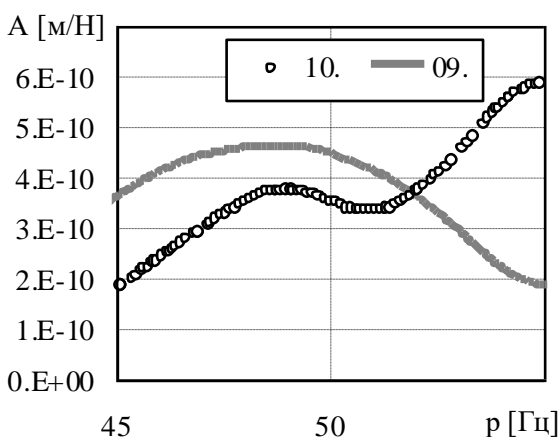


Рис. 6. АЧХ вертикальних переміщень для опор підшипників № 10, 9 ЦНТ-2

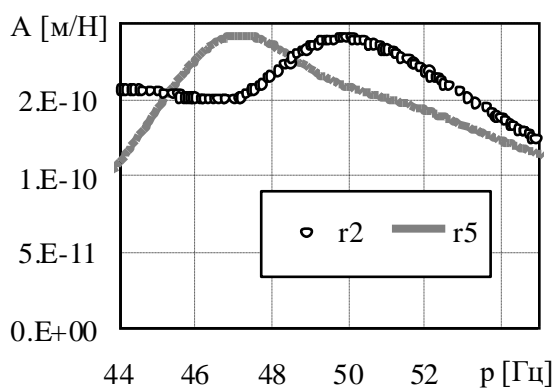


Рис. 7. АЧХ вертикальних переміщень у точках на осі ротора ригелів № 2 та 5 фундаменту

У цьому разі вібрації на практично симетричних опорах підшипників № 8 і 3, установлених на практично симетричних щодо циліндра високого тиску ригелях № 5 (розташований між ЦНТ-4 та ЦНТ-3) і № 2 (розташований між ЦНТ-1 та ЦНТ-2), відрізняються в 1,6 раза та місця резонансів не збігаються. Як показує практика раніше проведених розрахунків [5–7],

таке можливе якщо спостерігається локальний резонанс фундаменту на робочій частоті. Тому було досліджено форми коливань фундаменту (в системі «турбоагрегат – фундамент») та АЧХ у точках ригелів № 5 та 2 під полицями вбудованих опор підшипника ЦНД. На рис. 7 наведено АЧХ для ригелів № 5 і 2, з якого видно, що ця форма визначає глобальний резонанс для ригеля № 2 фундаменту на частоті 50 Гц і глобальний резонанс для ригеля № 5 фундаменту на частоті 47 Гц. Це, відповідно, визначає глобальний резонанс для опор підшипників.

Висновки

Побудовано розрахункову модель для системи ТФО. Отримано АЧХ для вагомих точок системи ТФО для діапазону 45–55 Гц.

Наявність глобального резонансу фундаменту (максимум під підшипниковими опорами № 2, 3 (ЦНТ-3, ЦНТ-4)) за умови частоти 50 Гц визначає підвищений рівень вібрацій зазначених підшипників. Подібна ситуація має місце для підшипникових опор № 8, 9, 10 (ЦНТ-1, ЦНТ-2), якщо частота становить 47 Гц. Глобальний резонанс фундаменту в цих місцях визначає резонансні коливання ЦНТ, зокрема підшипникових опор. Це говорить про те, що місцеве посилення конструкції під підшипниками не спричинить помітного зниження їх вібрацій. Отже, основна мета дослідження досягнута – причиною підвищеного рівня вібрації опор підшипників є недостатня жорсткість фундаменту. Для подальшого аналізу пропонується змінити жорсткість фундаменту та дослідити вимушені коливання системи ТФО за модернізованим фундаментом.

Література

1. Herz F., Nordmann R. *Vibrations of Power Plant Machines*. Springer. 2020. 266 p.
2. Hiroshi Kank, Masao Kobayashi, Masato Tanaka, Osami Matsushita, Patrick Keogh *Vibrations of Rotating Machinery. Volume 2. Advanced Rotordynamics: Applications of Analysis, Troubleshooting and Diagnosis*. Springer. 2019.
3. Ngo Van Thanh Comparison behavior of a large turbo machine vibration between unbalance and bent shaft. *Vietnam Journal of Science and Technology*. 2016. 54(2).
4. Khairul J. Vibration reduction of spindle-bearing system by design optimization. *WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics*. 2018. 13:85–91.
5. Garmash N.G., Gontarovskiy P.P., Shulzhenko N.G. Methodology of calculation of the dynamics of the system turbine-foundation-base

- power units under seismic actions, *Bulletin of "KhPI"*. 2016. 8:153–160.
6. Garmash N., Glyadya A., Gontarovskiy P., Shulzhenko N. Estimating the Vibrations of Turbounit-Foundation-Base System Exposed to Seismic Loads. *Bulletin of NTU "KhPI"*. 2017. 10(1232):25–29.
 7. Chen Jianguo, Fu Huairan, Xie Zhengxian Zero output technology of the low-pressure cylinder of 300 MW unit turbine. *Thermal Power Generation*. 2018. 47:106–110.
 8. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. Tokyo: Japan. 2009. 104 p.
 9. Zhiqiang Hu, Wei Wang, Puning Jiang, Qinghua Huang, Jianhua Wang, Sihua Xu, Jin He and Lei Xiao. A Seismic Analysis on Steam Turbine Considering Turbine and Foundation Interaction. Düsseldorf: *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2014. no. V01BT27A041. P. 1–8.
 10. Chowdhury Indrajit, Dasguptu P. Shambhu Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Leiden: CRC Press. 2009. 616 p.
 11. Xu X.P., Han Q.K., Chu F.L. Nonlinear vibration of a generator rotor with unbalanced magnetic pull considering both dynamic and static eccentricities. *Archive of Applied Mechanics*. 2016. Vol. 86. P. 1521–1536.
 12. Jalali M.H., Ghayour M., Ziaei Rad S., Shahriari B. Dynamic analysis of a high speed rotor-bearing system. Measurement: *Journal of the International Measurement Confederation*. 2014. Vol. 53. P. 1–9.
 13. Zhang Yang, Yanlong Jiang, Guoyuan Zhang Bending fault evaluation for the HP-IP rotor system of the nuclear steam turbine based on the dynamic model. *Journal of Vibroengineering*. 2017. Vol. 19. P. 3364–3379.
 14. Minli Yu., Ningsheng Feng, Eric J. Hahn Corrigendum to “An equation decoupling approach to identify the equivalent foundation in rotating machinery using modal parameters” *J. Sound Vib*. 2016. Vol. 365. P.182–198.
 15. Minli Yu, Jike Liu, Ningsheng Feng, Eric J. Hahn Experimental evaluation of a quasi-modal parameter based rotor foundation identification technique. *J. Sound Vib*. 2017. Vol. 411. P. 165–192.
 16. Klaus-Jurgen Bathe Finite Element Procedures. Prentice Hall, Pearson Education, Inc. 2016. 1043 p.
 3. Ngo Van Thanh (2016). Comparison behavior of a large turbo machine vibration between unbalance and bent shaft. *Vietnam Journal of Science and Technology*, 54(2).
 4. Khairul J. (2018) Vibration reduction of spindle-bearing system by design optimization. *WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics*, 13:85–91.
 5. Garmash N.G., Gontarovskiy P.P., Shulzhenko N.G. (2016). Methodology of calculation of the dynamics of the system turbine-foundation-base power units under seismic actions, *Bulletin of "KhPI"*, 8:153–160.
 6. Garmash N., Glyadya A., Gontarovskiy P., Shulzhenko N. (2017). Estimating the Vibrations of Turbounit-Foundation-Base System Exposed to Seismic Loads. *Bulletin of NTU "KhPI"*, 10(1232):25–29.
 7. Chen Jianguo, Fu Huairan, Xie Zhengxian (2018). Zero output technology of the low-pressure cylinder of 300 MW unit turbine. *Thermal Power Generation*, 47:106–110
 8. (2009). HITACHI. Turbine and Generator Foundation *Design and construction & recommendation. Tokyo: Japan*, 104.
 9. Zhiqiang Hu, Wei Wang, Puning Jiang, Qinghua Huang, Jianhua Wang, Sihua Xu, Jin He and Lei Xiao (2014). A Seismic Analysis on Steam Turbine Con-sidering Turbine and Foundation Interaction. *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf. V01BT27A041*, 1–8.
 10. Chowdhury Indrajit, Dasguptu P. Shambhu (2009). Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Leiden: CRC Press, 616.
 11. Xu X.P., Han Q.K., Chu F.L. (2016) Nonlinear vibration of a generator rotor with unbalanced magnetic pull considering both dynamic and static eccentricities. *Archive of Applied Mechanics*. 86, 1521–1536.
 12. Jalali M.H., Ghayour M., Ziaei Rad S., Shahriari B. (2014) Dynamic analysis of a high speed rotor-bearing system. Measurement: *Journal of the International Measurement Confederation*. 53, 1–9.
 13. Zhang Yang, Yanlong Jiang, Guoyuan Zhang (2017) Bending fault evaluation for the HP-IP rotor system of the nuclear steam turbine based on the dynamic model. *Journal of Vibroengineering*. 19, 3364–3379.
 14. Minli Yu., Ningsheng Feng, Eric J. Hahn (2016) Corrigendum to “An equation decoupling approach to identify the equivalent foundation in rotating machinery using modal parameters” *J. Sound Vib*. 365, 182–198.
 15. Minli Yu, Jike Liu, Ningsheng Feng, Eric J. Hahn (2017) Experimental evaluation of a quasi-modal parameter based rotor foundation identification technique. *J. Sound Vib*. 411, 165–192.
 16. Klaus-Jurgen Bathe (2016). Finite Element Procedures. Prentice Hall, Pearson Education, Inc. 1043 p.

References

1. Herz F., Nordmann R. (2020). *Vibrations of Power Plant Machines*. Springer. 266 p.
2. Hiroshi Kank, Masao Kobayashi, Masato Tanaka, Osami Matsushita, Patrick Keogh (2019). *Vibrations of Rotating Machinery. Volume 2. Advanced Rotordynamics: Applications of Analysis, Troubleshooting and Diagnosis*. Springer.

Красніков Сергій Васильович¹, к.т.н., доц. кафедри деталей машин та теорії механізмів і машин, тел. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevakr@ukr.net.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Study of high power steam turbine forced oscillations near operating frequency

Abstract. Problem. Forced oscillations of the turbine unit-foundation-base system near the operating frequency are considered. **Goal.** The purpose of the work is to study forced vibrations of the turbine unit-foundation-base system near the operating frequency range to assess the vibration state of the system and determine the causes of increased vibrations. The object of the study is the turbine unit-foundation-base system. The system consists of a single reinforced concrete foundation on which a steam turbine and generator are installed. The subject of the study is the amplitude-frequency dependences of forced oscillations of the turbine unit-foundation-base system. **Methodology.** The study was carried out using vibration methods and the finite element method. Also worth noting is the use of original methods developed directly by the author for constructing models of complex mechanical engineering systems. **Results.** As a result of the research, three-dimensional finite element models of low-pressure cylinder housings, the foundation and the entire turbine unit-foundation-base system

were built. The conducted research allows us to draw a conclusion regarding the reasons for the increased level of vibration near the operating frequency and directions for their prevention.

Originality. Regarding the methods for constructing a model of the turbine unit-foundation-base system, it should be noted that they are unique. The features of the applied modeling method make it possible to take into account the variable interaction between the low-pressure cylinder bodies and the foundation. Fixpoints are also taken into account. Previous studies of the turbine unit-foundation-base system did not allow us to determine the causes of increased vibrations of the shaft line supports. **Practical significance.** The results of the work relate to direct practical application. As a result of the work, conclusions were drawn about the ways to increase the vibration reliability of the turbine unit-foundation-base system and further directions for research.

Key words: turbine, vibration, forced oscillations, modeling, finite element method, foundation.

Krasnikov S.V., Ph.D., Assoc. Prof., Department of Machine Components and Theory of Machines and Mechanisms tel. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevakr@ukr.net.

Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslav Mudry street, Kharkiv, 61002, Ukraine.
