

ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 519:539:534

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.89.0.44

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ ТФО ВБЛИЗИ ЧАСТОТЫ ОСНОВНОЙ МОДЫ

Красников С. В.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

***Аннотация.** Проведено моделирование и анализ колебаний в вертикальной плоскости вблизи частоты основной моды для системы турбоагрегат-фундамент-основание. Построенные расчетные модели позволяют учесть особенности взаимодействия рассмотренной системы. Проведен расчет вынужденных колебаний. Модели и проведение расчетов выполнено с помощью метода конечных элементов. В результате расчетов сделаны выводы по улучшению рассмотренных в работе вибрационных характеристик.*

***Ключевые слова:** паровая турбина, вибрация, цилиндр низкого давления, колебания, метод конечных элементов, фундамент.*

Введение

Энергетический комплекс нашей страны состоит значительной частью из энергоблоков, которые были созданы более 50 лет назад. Большая часть этих энергоблоков прошла модернизацию, а примерно третья часть демонтирована частично или полностью. В связи со спадом промышленного производства за последние пять лет примерно в два раза значительная часть мощности энергоблоков является на данный момент для нашей страны избыточной. Эти мощности приносят дополнительную прибыль нашей страны благодаря продаже электроэнергии в страны еврозоны. Объемы продаж электроэнергии из Украины в Европу превышают размер 20 млрд долларов в год. Страны восточной Европы в результате завершения интеграции в еврозону и благодаря успешным процессам демократизации и свободы утратили значительной частью свой национальный энергетический комплекс и национальные мощности промышленного производства, а также больше половины национального человеческого ресурса. Причинами этого являются особенности управления большинства стран еврозоны иностранными организациями, которые последовательно приводят к денационализации отраслей народного хозяйства. В XXI веке в странах восточной Европы с прогрессирующей демократией было развернуто промышленное производство различными организациями западной Европы и Америки. Обеспечение человеческими ресурсами, материалами и электроэнергией новых промышленных мощностей происходит за счет неприсоединенных к еврозоне территорий Европы и Азии. Так, из 55 ГВт установленной мощно-

сти энергоблоков Украины нашим народным хозяйством потребляется от 15 до 25 ГВт, а более 10 ГВт передается в еврозону. Крупнейшими потребителями украинской электроэнергии являются Чехия, Польша, Венгрия, Словакия, Румыния. Так, от 7 до 12 % потребляемой каждый год электроэнергии в Чехии поставлены из Украины. С 2017 г. Украина официально интегрирована в зону европейского электроснабжения ENTSO-E. Дальнейшие тенденции народного хозяйства нашего государства типичны для стран, которые ранее были интегрированы в еврозону. В ближайшие десять лет это позволит наращивать объемы поставок электроэнергии в еврозону из нашей страны без наращивания мощностей энергетического комплекса. Однако в связи со значительной выработкой ресурса эксплуатируемых в Украине энергоблоков требуется их модернизация и устранение причин, способствующих износу оборудования.

Более 80 % электроэнергии в Украине вырабатывается с использованием паровых турбогенераторов. Структурно в энергоблок электростанции входит система турбоагрегат-фундамент-основание (ТФО). Турбоагрегат состоит из паровой турбины и генератора, которые устанавливаются на общий фундамент. Ротора паровой турбины и генератора соединены в общий валопровод. Энергетический комплекс нашей страны существует в настоящее время благодаря многим замечательным ученым и инженерам, а значительной частью благодаря Косяку Юрию Федоровичу. Большая часть паровых турбин на отечественных электростанциях разработана под руководством этого известного конструктора.

Среди них паровые турбины мощностью 200, 300, 500, 800 и 1000 МВт. Паровые турбины большой мощности (от 500 МВт и больше) имеют несколько одинаковых корпусов цилиндров низкого давления, которые подвержены повышенной вибрации. При длительной эксплуатации в результате процессов износа характеристики вибраций в этих корпусах для многих паровых турбин превысили нормативные значения. Работа систем ТФО с такими корпусами цилиндров низкого давления приводит к повышенному износу всей системы и энергоблока в целом. Наибольшие значения амплитуды вынужденных колебаний имеют вблизи частоты основной моды. Появление резонанса на этой частоте приводит к наибольшему износу отдельных элементов и всей системы ТФО. Поэтому исследование характеристик колебаний типовых отечественных систем ТФО вблизи частоты основной моды является важной и актуальной задачей.

Анализ публикаций

В 60-х гг. прошлого века была разработана паровая турбина конденсационного типа К-500-65/3000 ХТГЗ для электростанций на атомной энергии. Данная турбина состоит из пяти цилиндров, четыре из которых являются цилиндрами низкого давления типовой конструкции. С каждым корпусом цилиндра низкого давления жестко соединен корпус конденсатора. Подшипники общего валопровода нумеруются последовательно от регулятора к генератору. Плоскость общей симметрии системы ТФО располагается по оси валопровода вдоль него. Конструкция симметрична, ЦВД располагается между ЦНД – по два с каждой стороны. Детально о конструкции и принципах работы этой турбины можно узнать из источников [1–4].

Произведено 22 паровых турбины серии К-500-65/3000 ХТГЗ. В процессе эксплуатации были проведены различные варианты модернизаций, которые позволили увеличить мощность и продлить ресурс работы паровой турбины и соответствующих энергоблоков.

Цель и постановка задачи

Целью данного исследования является определение значений амплитуд вынужденных колебаний вблизи частоты основной моды. Объектом исследования является система турбоагрегат-фундамент-основание с паротурбинной установкой К-500-65/3000 ХТГЗ. Предметом исследования являются значения амплитуд вынужденных колебаний и причи-

ны их превышения нормативных уровней в подшипниках корпусов цилиндров низкого давления.

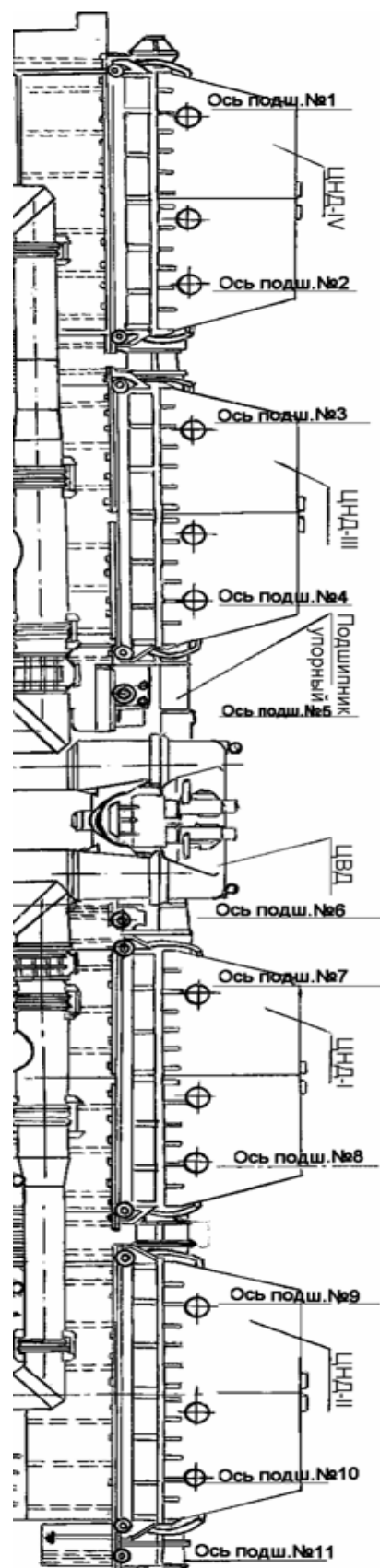


Рис. 1. Паровая турбина К-500-65/3000 ХТГЗ

Математическая модель

Запишем основной функционал задачи:

$$L(t, O, q) = 0, \quad (1)$$

где O – связи турбины с фундаментом; L – уравнение Лагранжа 2 рода; q – обобщенные перемещения.

В соответствии с методом конечных элементов [4] функционал (1) представим в матричном виде:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = R, \quad (2)$$

где M – матрица масс; C – матрица демпфирования; K – матрица жесткости; R – внешние воздействия.

Собственные частоты для системы – p_j определяются согласно формуле (3):

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

Зависимости амплитуд вынужденных колебаний от частоты определяются последовательно методом итераций в подпространстве.

Описание расчетной модели

Согласно известным и ранее разработанным с участием автора методов моделирования и анализа колебаний системы ТФО [5–8] были построены трехмерные конечно-элементные модели корпуса цилиндра низкого давления и фундамента. Для построения моделей фундамента использовались стержневые и массовые конечные элементы. Для построения модели корпуса цилиндра низкого давления использовались оболочечные, стержневые и массовые конечные элементы. Остальные части системы ТФО моделировались стержневыми, массовыми конечными элементами и системой дополнительных связей. Модели отдельных частей системы ТФО были собраны в единую модель, в которой учтены три варианта взаимодействия турбоагрегата с фундаментом: жесткое, свободное, упругое.

Были построены две модели системы ТФО. Результаты расчетов статических перемещений при нагружении силами в один ньютон по вертикали в местах расположения подшипников валопровода показали наибольшее расхождение в 5,4 %.

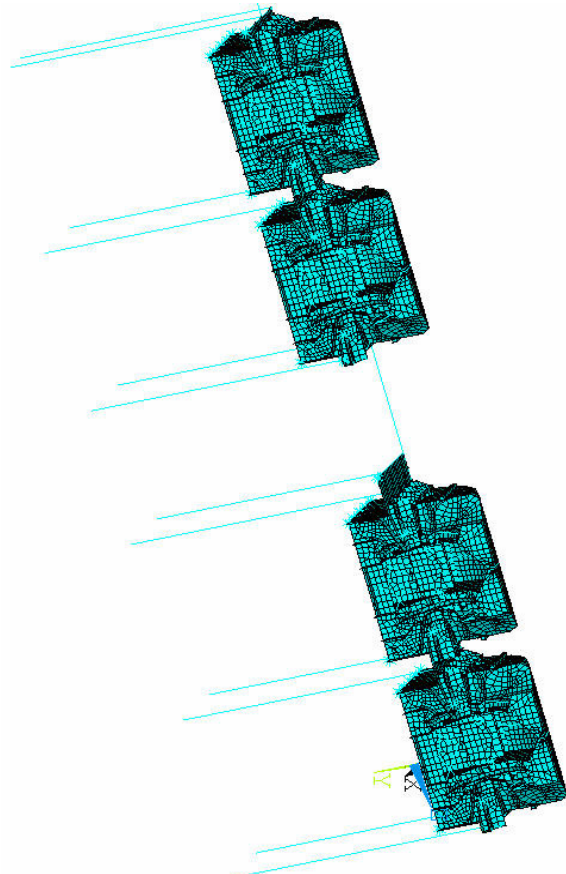


Рис. 2. Конечно-элементная модель ТФО

Первая модель имеет 27040 узлов и 23165 конечных элементов (рис. 2). Вторая модель имеет 34374 узлов и 30128 конечных элементов. Для дальнейших расчетов использовалась первая модель системы ТФО. Динамическое нагружение производилось полностью в соответствии с ранее описанным нагружением статическими силами.

Расчетные исследования амплитуд колебаний опор валопровода

Система ТФО имеет собственные частоты после 10 Гц с достаточно небольшими частотными промежутками [9–13]. Однако частоты основных мод, которые характеризуются максимумами амплитуд колебаний значительной части системы ТФО по трем плоскостям координат, лежат после 15 Гц.

На рис. 3–10 изображены графики амплитуд вынужденных колебаний опор подшипников валопроводов в вертикальной плоскости. Эти колебания являются наиболее существенными для системы ТФО, поскольку происходят в направлении действия силы тяжести. Возникновение резонанса с преимущественными колебаниями в вертикальной плоскости наиболее увеличивает износ турбины, фундамента и всей системы ТФО.

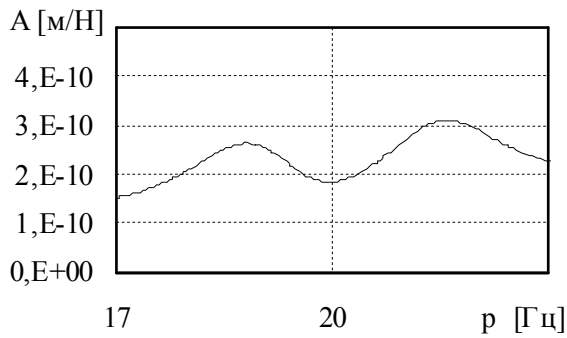


Рис. 3. Амплитуды колебаний подшипника № 1

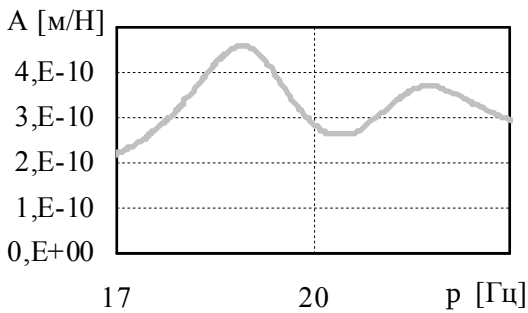


Рис. 4. Амплитуды колебаний подшипника № 2

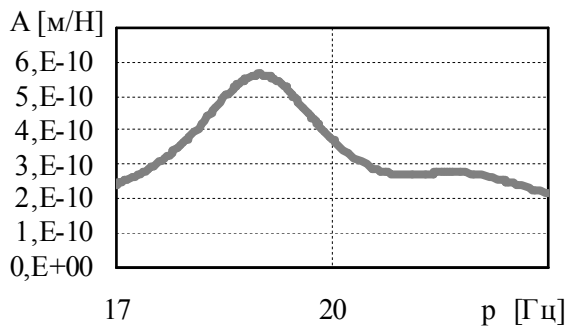


Рис. 5. Амплитуды колебаний подшипника № 3

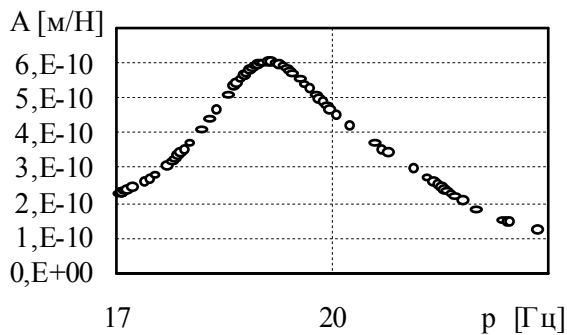


Рис. 6. Амплитуды колебаний подшипника № 4

Из рис. 3–10 видно, что основная мода вертикальных колебаний имеет частоту 19 Гц, после нее располагается следующая, ближе к 22 Гц. Максимальные значения амплитуд колебаний вблизи частоты основной моды наблюдаются в опорах подшипников № 4 и 8 (см. рис. 1, 2, 8). Наименьшие соответствующие величины имеет опора подшипника № 1 (рис. 1, 3). Второй резонанс явно выражен для графиков колебаний подшипников № 1, 2, 10, незначительно для подшипников № 3, 9 и практически отсутствует для подшипников № 4, 7, 8.

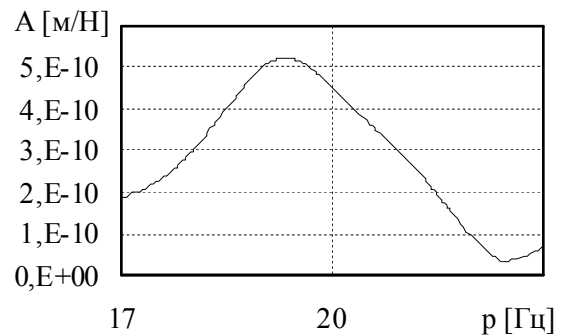


Рис. 7. Амплитуды колебаний подшипника № 7

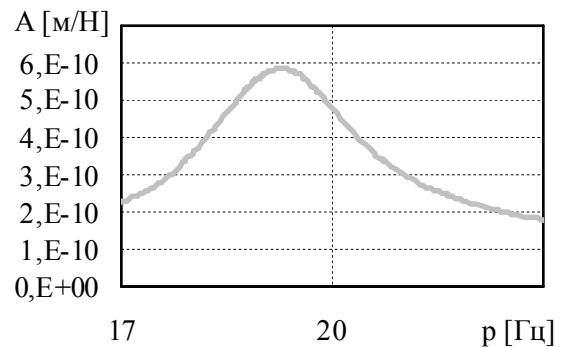


Рис. 8. Амплитуды колебаний подшипника № 8

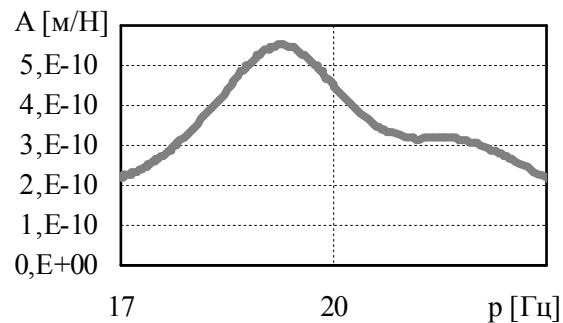


Рис. 9. Амплитуды колебаний подшипника № 9

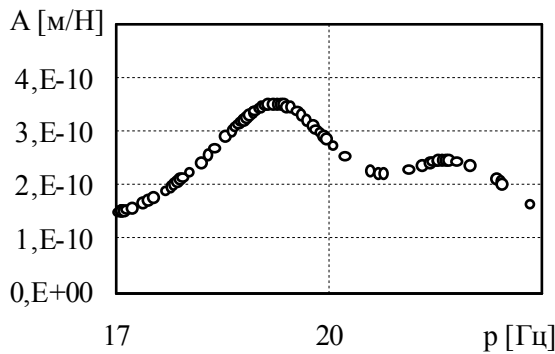


Рис. 10. Амплитуды колебаний подшипника № 10

Такая вибрационная картина связана с расположением подшипников. Подшипники № 4, 7, 8 располагаются в наиболее нагруженной и наиболее жесткой части системы ТФО, а подшипники № 1, 2, 10 располагаются на окраине, которая имеет меньшую жесткость и нагруженность силами тяжести от всех элементов системы ТФО.

Выводы

Проведенное исследование амплитуд колебаний опор подшипников валопровода в системе ТФО вблизи частоты основной моды позволяет сделать вывод об удовлетворительных качественных характеристиках в опорах подшипников от № 3 до № 9. Для улучшения вибрационного состояния вблизи частоты основной моды и уменьшения амплитуд колебаний необходимо провести модернизацию фундамента с целью повышения его жесткости возле опор подшипников № 1, 2, 10. С точки зрения количественных характеристик амплитуд вертикальных колебаний требуется дополнительное ужесточение системы ТФО возле опор подшипников № 4, 8.

Литература

1. Косяк Ю. Ф. и др. Паротурбинные установки атомных электростанций / ред. Ю. Ф. Косяк. Москва: Энергия, 1978. 312 с.
2. Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций. Москва: Энергия, 1978. 182 с.
3. Левченко Е. В., Швецов В. Л., Кожешкурт И. И., Лобко А. Н. Опыт ОАО «ТурбоАтом» в разработке и модернизации турбин для АЭС. Санкт-Петербург: *Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование*. 2010. № 3. С. 5–11.
4. Субботин В. Г., Левченко Е. В., Швецов В. Л. Паровые турбины ОАО «Турбоатом» для тепловых электростанций. Харьков: *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»*. 2009. № 3. С. 6–17.

5. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. Tokyo: Japan, 2009. 104 p.
6. Еременко С. Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. Харьков: Основа, 1991. 271 с.
7. Жовдак В. О., Красников С. В., Степченко О. С. Решение задачи статистической динамики машиностроительных конструкций с учетом случайного изменения параметров. Харьков: *Проблемы машиностроения*. 2004. Т. 7. № 3. С. 39–47.
8. 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.
9. Alan Turnbull. Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth. *Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences*. London: The Royal Society. 2014. no. 20140254. P. 1–19.
10. Chowdhury Indrajit, Dasgupta P. Shambhu Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Leiden: CRC Press, 2009. 616 p.
11. Рунов Б. Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. Москва: Энергоиздат, 1982. 352 с.
12. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. Москва: Мир, 1984. 428 с.
13. Красников С. В. Моделирование и анализ вибрационных характеристик корпуса паровой турбины большой мощности. Харьков: *Вісник НТУ «ХПИ»*. 2017. № 39. С. 23–26.

References

1. Kosyak Yu. F. and other (1978). Paroturbinnye ustanovki atomnykh elektrostantsii, red. Yu. F. Kosyak [Steam turbine installations of atomic power plants], Moscow, Energiya. 312 [in Russian].
2. Troyanovskii B. M. (1978). Turbiny dlya atomnykh elektrostantsii [Turbines for nuclear power plants], Moscow, Energiya. 182 [in Russian].
3. Levchenko E. V., Shvetsov V. L., Kozheshkurt I. I., Lobko A. N. (2010). Opyt OAO «TurboAtom» v razrabotke i modernizatsii turbin dlya AES [Experience of OJSC «TurboAtom» in the development and modernization of turbines for nuclear power plants.], *Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie. SantPeterburg*. 3, 5–11 [in Russian].
4. Subbotin V. G., Levchenko E. V., Shvetsov V. L. (2009). Parovye turbiny OAO «Turboatom» dlya teplovykh elektrostantsii [Turboatom steam turbines for thermal power plants]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta «KhPI»*. Khar'kov, 3, 6–17 [in Russian].
5. (2009). HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. Tokyo: Japan, 104.
6. Eremenko S. Yu. (1991). Metody konechnykh elementov v mekhanike deformiruemyykh tel [Finite-

- element methods in mechanics of deformable bodies.], Khar'kov: Osnova. 271 [in Russian].
7. Zhovdak V. O., Krasnikov S. V., Stepchenko O. S. (2004). Reshenie zadachi statisticheskoi dinamiki mashinostroitel'nykh konstrukttsii s uchetom slu-chainogo izmeneniya parametrov [The solution of the problem of the statistical dynamics of the machine-building constructions taking into account a random change in parameters. Kharkiv: Engineering problems]. *Problemy mashinostroeniya, Kharkiv*. 3, 39–47 [in Russian].
 8. Zhiqiang Hu, Wei Wang, Puning Jiang, Qinghua Huang, Jianhua Wang, Sihua Xu, Jin He and Lei Xiao (2014). A Seismic Analysis on Steam Turbine Considering Turbine and Foundation Interaction. *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf*. V01BT27A041, 1–8.
 9. Alan Turnbull (2014). Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth. *Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences, London: The Royal Society*. 20140254, 1–19.
 10. Chowdhury Indrajit, Dasgupta P. Shambhu (2009). Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Leiden: CRC Press, 616.
 11. Runov B. T. (1982) Issledovanie i ustranenie vibratsii parovykh turboagregatov [Research and elimination of the vibration of the steam turbine units], Moscow, Energoizdat. 352 [in Russian].
 12. Gallager R. (1984) Metod konechnykh elementov. Osnovy [The finite element method. Basedata], Moscow, Mir. 428 [in Russian].
 13. Krasnikov S. V. (2017). Modelirovanie i analiz vibratsionnykh kharakteristik korpusa parovoi tur-biny bol'shoi moshchnosti [Modeling and analysis of the vibration characteristics of a high-power steam turbine hull]. *Visnik NTU «KhPI», Kharkiv*, 39, 23–26 [in Russian].

Красников Сергей Васильевич, к.т.н., доц. каф. теоретической механики и гидравлики, тел. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevavr@list.ru
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина, Харьков, 61002, ул. Ярослава Мудрого, 25.

Modeling and analysis of the forced oscillations of the TFO system near the fundamental mode frequency

Abstract. Problem. The vibration state of the turbo-system-foundation-base system near the frequency of the basic mode of oscillations in the vertical plane is considered. The vibration analysis of the bearings of the rotor system bearings is carried out. The main reason for the increased levels of vibration of the bearing supports is the work force due to the unbalance of the rotor. **Goal.** The purpose of this study is to determine the amplitude values of the forced oscillations near the fundamental mode frequency. The object of this study is the turbine-base-base system with the K-500-65 / 3000 HTGZ steam turbine unit. The subject of the study is the value of the amplitudes of the forced oscillations and the reasons for their

exceedance of the normative levels in the bearings of the housings of low pressure cylinders. **Methodology.** The study was performed using the finite element method, the oscillation method, as well as the methods of constructing models and calculating forced oscillations for the turbine-base-system system, developed with the author's participation. **Results.** According to the results of the performed researches, a three-dimensional finite element model of parts and the whole system of turbine-foundation-base was developed, the dependences of amplitudes on frequencies for bearing supports were obtained. Studies have provided conclusions on specifying the causes of increased vibration levels for supports and directions for reducing them. **Originality.** The uniqueness of the models of turbo-system-foundation-base system developed is indicated. Due to the peculiarities of the models used, it is possible to account for three states of interaction of parts of the system. To conduct a separate study, you need to have available information relevant to the specific parts of the system. This makes it possible, through the use of the universality of the finite element method, to specify the model of the turbo-system-foundation-base system with respect to the particular conditions of exploitation. Similar studies by other methods do not allow to solve the problems posed at a sufficient level of concretization and to find out the reasons for increasing the amplitudes of oscillations of the bearing supports. **Practical value.** The practical application of the results of the work is: illustration of a specialized model for the study of the oscillations of the turbine-base-base system, the solution of the problem of studying the oscillations of the supports of the system of rotors near the frequency of the basic fashion. According to the results of the work, conclusions were made regarding the measures that could improve the vibration characteristics of the bearing supports.

Key words: steam turbine, vibration, low pressure case, oscillations, finite element method, foundation.

Krasnikov S.V., Ph.D., Assoc. Prof., tel. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevavr@list.ru
Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslav Mudry street, Kharkiv, 61002, Ukraine.

Моделювання та аналіз вимушених коливань системи ТФО поблизу частоти основної моди

Анотація. Розглянуто вібраційний стан системи турбоагрегат-фундамент-основа поблизу частоти основної моди коливань у вертикальній площині. Проведено аналіз вібрації в опорах підшипників системи роторів. Головна причина появи підвищених рівнів вібрації опор підшипників є сили робочого процесу з небалансу ротора. Метою цього дослідження є визначення значень амплітуд змушених коливань поблизу частоти основної моди. Об'єктом дослідження є система турбоагрегат-фундамент-основа з паротурбінною установкою K-500-65/3000 ХТГЗ. Предме-

том дослідження є значення амплітуд змушених коливань і причини їхнього перевищення нормативних рівнів у підшипниках корпусів циліндрів низького тиску. Дослідження виконано за допомогою методу скінченних елементів, методу коливань, а також розроблених за участю автора методиками побудови моделей та проведення розрахунків з вимушених коливань для системи турбіна-фундамент-основа. За результатами виконаних досліджень було розроблено тривимірну скінченно-елементну модель частин та всієї системи турбіна-фундамент-основа, отримані залежності амплітуд від частот для опор підшипників. Проведені дослідження дозволили зробити висновки щодо конкретизації причин підвищених рівнів вібрації для опор та напрямів щодо їх зменшення. Щодо типу розроблених моделей системи турбоагрегат-фундамент-основа зазначено їхню унікальність. Завдяки наявним особливостям використаних моделей можливе врахування трьох станів взаємодії частин системи. Для проведення окремого дослідження потрібно мати наявну інформацію важливих для конкретної задачі частин системи. Це дозволяє за допомогою використання універсальності методу скінчених елементів конкретизувати модель

системи турбоагрегат-фундамент-основа щодо особливих умов з експлуатації. Аналогічні дослідження іншими методами не дозволяють вирішити поставлені проблеми на достатньому рівні конкретизації та з'ясувати причини підвищення амплітуд коливань опор підшипників. Практичне застосування за результатами роботи є: ілюстрація спеціалізованої моделі для дослідження коливань системи турбоагрегат-фундамент-основа, розв'язок задачі з дослідження коливань опор системи роторів поблизу частоти основної моди. За результатами роботи було зроблено висновки щодо заходів, за якими можливе покращення вібраційних характеристик опор підшипників.

Ключові слова: парова турбіна, вібрація, циліндр низького тиску, коливання, метод кінцевих елементів, фундамент.

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доц. кафедри теоретичної механіки і гідравліки, тел. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevavr@list.ru Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.