

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

УДК 519:539:534

DOI: 10.30977/АТ.2219-8342.2020.46.0.63

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА ТУРБИНЫ ДЛЯ АНАЛИЗА ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА

Красников С. В.¹¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. На основе оригинальной расчетной методики созданы модели для частей и системы в целом – турбоагрегат–фундамент–основание. Рассмотрена система с паровой турбинной генераторной установкой мощностью 500 МВт. Построены специфические геометрические и оригинальные расчетные модели, в которых подробно смоделированы части корпусов цилиндров низкого давления. Проведены серии расчетов для вынужденных колебаний частей корпусов цилиндров низкого давления при переходном процессе. В результате работы определены листы внешнего корпуса с наибольшими отклонениями амплитуд колебаний при переходном режиме. В работе использован метод конечных элементов.

Ключевые слова: корпус цилиндра низкого давления, вибрация, колебания, паровая турбина, фундамент, метод конечных элементов.

Введение

Энергетика является важной областью народного хозяйства. Поэтому меры по обеспечению безопасности энергетических установок являются обязательными для независимого государства. Страны с ростом промышленного производства и других отраслей народного хозяйства с каждым годом увеличивают энергопотребление. При этом в европейской зоне почти все из новоприсоединенных стран, в которых последнее десятилетие наблюдается рост промышленности и энергопотребления, получают ресурсы (энергетические, человеческие, продовольственные и другие) из стран, которые еще не присоединены к этой зоне. Так, из 55 ГВт установленной мощности энергетических установок нашей страны каждый год более 10 ГВт продается на территорию бывших стран восточного блока. В частности, лидерами потребления украинской электроэнергии являются Чехия, Румыния, Польша, Словакия, Венгрия. За последние шесть лет в нашей стране снизилось усредненное за год энергопотребление с 35 ГВт до 20 ГВт. Это стало возможным благодаря стандартной перестройке народного хозяйства нашей страны по типичной схеме, которая наблюдалась в странах восточной Европы сорок – двадцать пять лет назад. Характерной особенностью этих процессов является сокращение энергоемкого национального производства (в первую очередь всех видов промышленности) с последующим через 30 лет массовым запуском старых и новых различных

промышленных денационализированных объектов иностранными для страны собственниками. Согласно этой типовой тенденции (которые подтверждаются прогнозами международных банковских и других организаций) последующие 30 лет в нашей стране за счет реорганизации промышленности и народного хозяйства будет возможно наращивание продаж электроэнергии в европейскую зону. Через 30 лет планируется обратный процесс, в связи с исчерпанием ресурса энергоблоков атомных электростанций все еще национального энергетического комплекса нашей страны. Большая часть отечественных энергоблоков исчерпала полностью или большей частью свой проектный ресурс. В связи с этим сложилась ситуация повышенной угрозы безопасности работы отечественных энергоблоков. До 2005 года различные международные организации и частные лица проверили безопасность работы всех тепловых электростанций нашей страны. Ими была скопирована вся имеющаяся на станциях техническая документация, а также взяты в длительное использование некоторые оригиналы чертежей станций и паспорта на эксплуатируемое в Украине энергетическое оборудование. С 2005 по 2010 год эти же мероприятия были проведены для атомных объектов нашей страны. К 2015 году исследование всех энергетических объектов нашей страны было завершено. В целях безопасности были изъяты остатки атомного топлива в исследовательских отечественных организациях и сделаны

последовательные этапы по переводу атомных реакторов нашей страны на топливные элементы западного производства с остановкой строительства отечественного завода по производству аналогичных элементов. Процессы установки новых топливных элементов привели к незапланированным простоям оборудования, но силами украинских и других специалистов заметных широко масштабов экологической катастрофы удалось избежать. В настоящее время атомные реакторы Украины продолжают работать на неотбракованных при установке ядерных элементах, которые были спроектированы западными организациями. Сейчас процессы освоения аналогов стандартных ядерных топливных элементов были приостановлены в связи с окончанием в 2019 году поставок элементов западного производства, что связано с банкротством их изготовителя – компании Westinghouse Electric Company в 2017 году.

В настоящее время официальные выводы иностранных экспертов IEA, IAEA (PRIS), ENTSO-E однозначны – энергетические объекты нашей страны соответствуют требованиям европейской безопасности. С 2015 по 2018 год международные организации, в частности ENTSO-E, многократно настойчиво обращались к российским властям с целью проверки соответствия требованиям европейской безопасности энергетических объектов России, прежде всего атомных. В связи с отказом российских властей ENTSO-E не может гарантировать соответствие российских энергетических объектов требованиям европейской безопасности, в особенности для новых и строящихся энергоблоков России. Это является тревожным фактом, поскольку только в Германии из 60 проектируемых атомных электростанций лишь 30 были допущены к эксплуатации, более 20 из тридцати были выведены из эксплуатации (в том числе после месяца или двух лет работы). При этом в союзе советских республик: проектировалось до 30 атомных электростанций, 18 построено, 3 были выведены из эксплуатации. В настоящее время по атомной энергетике Украина занимает третье место в Европе (после Франции и России) с 13 ГВт установленной мощности атомных электростанций по сравнению с 11 ГВт соответствующих мощностей Германии.

Несмотря на соответствие ситуации по аварийной безопасности в нашей стране и Германии, остаются нерешенными многие вопросы по вибрационной надежности энергетического оборудования. Особую важность имеют во-

просы вибрации при переходных процессах, которые возникают во время регламентных работ и аварийных остановках энергоблоков. Повышенная вибрация при переходных процессах может привести к аварийной ситуации или увеличить размер ущерба имеющейся аварии. Наиболее подвержены вибрации гибкие элементы паровой турбины, в частности корпус цилиндра низкого давления [1–4] (рис. 1). Поэтому моделирование колебаний корпуса турбины для анализа переходного процесса является важной и актуальной задачей.

Анализ публикаций

Паровая турбинная установка К-500-65/3000 ХТГЗ состоит из частей цилиндра высокого давления, а также частей цилиндров низкого давления в количестве четырех конструкций. Части цилиндров низкого давления оборудованы корпусами из гибких прокатных листов (рис. 1).

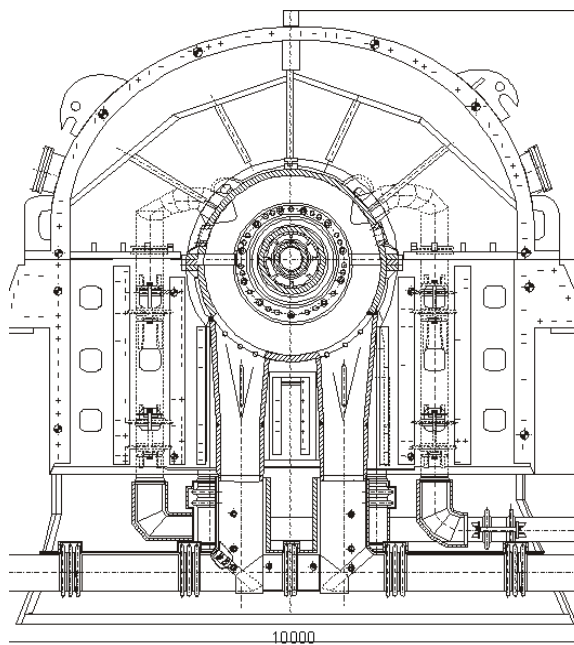


Рис. 1. Вид в поперечном разрезе в цилиндре низкого давления

В связи с указанными конструкционными особенностями части цилиндров низкого давления в значительной степени реагируют на вибрационные воздействия. Корпус каждого цилиндра низкого давления имеет деление на верхнюю и нижнюю части, которые совместно работают в качестве двух выхлопных патрубков. Для обеспечения плотного соединения частей выхлопных патрубков они снабжены фланцами типового вида на базовых плоскостях симметрии. Нижняя часть

каждого выхлопного патрубка для всех цилиндров низкого давления жестко связана с верхней частью соответствующего переходного патрубка для конденсатора. Внутри каждого корпуса цилиндра низкого давления находится жесткая обойма с встроенными диафрагмами ступеней. Их количество стандартно, и диафрагмы расположены симметрично относительно вертикальной плоскости разъема в корпусе. Жесткостная схема верхней половины корпуса выхлопного патрубка реализована за счет усиления листов стержнями и трубами. Нижняя часть корпуса цилиндра низкого давления имеет жесткую схему сваренных воедино листов в виде стандартной структуры сотового типа.

Указанные и другие характеристики реализованной типовой турбины К-500-65/3000 ХТГЗ, а также ее специфические особенности и направления для улучшения КПД на базе оригинальных конструкционных и научных решений приводятся в [1–4].

Цель и постановка задачи

Целью работы было определение зависимостей амплитуд вынужденных колебаний на стенках корпусов цилиндров низкого давления от частоты, а также характеристики, способствующие повышенным уровням вибрации. В исследовании корпус цилиндра низкого давления является объектом. Объект рассматривается как составной элемент системы турбина–фундамент–основание, в которой турбина имеет мощность 500 МВт. Предметом исследования являются характеристики уровней вибраций, а именно – амплитуды вынужденных колебаний на переходном процессе для точек на корпусе цилиндра низкого давления.

Математическая модель

Описание основного уравнения движения для поставленной динамической задачи может быть представлено в виде совокупности уравнений Лагранжа с тривиальной силовой составляющей:

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

где O – связи между частями паровой турбины и фундаментными ригелями; L – операторное выражение Лагранжа для записи второго рода; q – система из перемещений по обобщенным направлениям.

Выражение (1) для матричной записи, типичной для метода конечных элементов

[5–7], может быть представлено в следующем виде:

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

где M – матрица инерционных характеристик; C – матрица демпферных характеристик; K – матрица жесткостных характеристик; R – вектор из внешних воздействий.

С помощью стандартных операций преобразования выражение (2) для определения наборов собственных частот и в последующем множеств соответствующих форм записывается согласно следующему определителю в (3):

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

Вектора амплитуд для вынужденных колебаний находятся по методу итераций в подпространстве [6, 5].

Описание расчетной модели

С помощью методов и подходов, представленных в [8–10], было проведено построение моделей частей и совместной системы турбина–фундамент–основание. Модели с большим уровнем дискретизации созданы для железобетонного фундамента и каждого гибкого корпуса среди цилиндров турбины (рис. 2).

Модели переходного патрубка и конденсаторов вместе со связями между ними и остальными элементами системы турбоагрегат–фундамент–основание строились в форме системы сосредоточенных масс, упругих квазипружин и граничных условий [11–14]. Достоинствами предложенного авторского подхода есть возможность учета разнородных состояний связи в пределах их двух крайних видов [15–20].

Совокупное количество узлов в расчетной схеме всей системы – 27040 узлов при 23165 конечных элементах [21].

Внешний вид симметричной части модели для корпуса цилиндра турбины приведен на рис. 2.

Показана часть с одной из сторон от продольной общей плоскости симметрии. Вектор внешних воздействий имеет ненулевые равные силы по 1 Н в местах расположения масляных подшипников для роторов низкого давления, которые имеют встроенный в корпус цилиндра низкого давления тип.

Моделирование фундамента проводилось с использованием большого количе-

ства элементов, среди которых наиболее распространены были конечные элементы типа «стержень». Моделирование генератора, цилиндра высокого давления и валопровода выполнялось системой преимущественных массовых и небольшого количества жесткостных элементов.

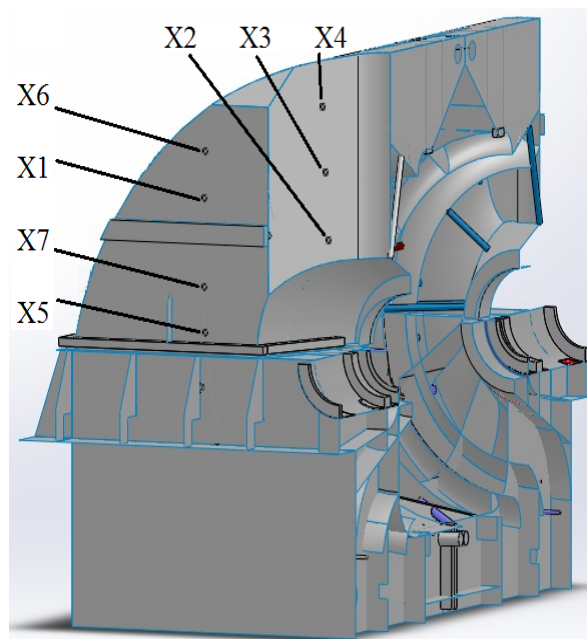


Рис. 2. Часть конечно-элементной модели турбины К-500-65/3000 ХТГЗ

Моделирование для корпусов цилиндров низкого давления проводилось с использованием наиболее широкого перечня конечных элементов. Наиболее используемыми были конечные элементы пластинчатого и стержневого типа. На рис. 2 показано расположение точек для исследования основных колебаний корпуса. На перпендикулярной оси валопровода стенке расположены точки X1, X5, X6, X7. На соседней с ней стенке, которая находится ближе к корпусу подшипника ротора низкого давления, расположены точки X2, X3, X4 (рис. 2). Ближайшей среди них к корпусу подшипника является точка X2. Верхняя часть корпуса подшипника моделировалась в виде системы распределенных по горизонтальному разному масс. Нижняя часть корпуса подшипника моделировалась системой трехмерных стержней и пластин, встроенных в корпус цилиндра низкого давления.

Анализ расчетных амплитуд вынужденных колебаний частей корпуса

Для точек, которые показаны на рис. 2, получены значения амплитуды вынужден-

ных колебаний для частот переходного процесса. Результаты расчетных зависимостей для амплитуд колебаний частотного диапазона переходного процесса приведены на рис. 3–9.

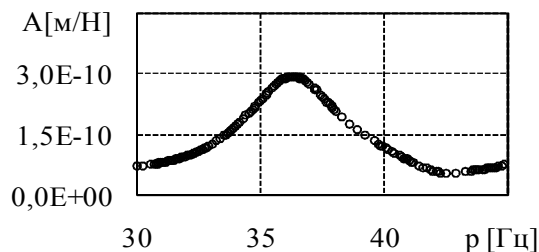


Рис. 3. Амплитуды колебаний в точке x1

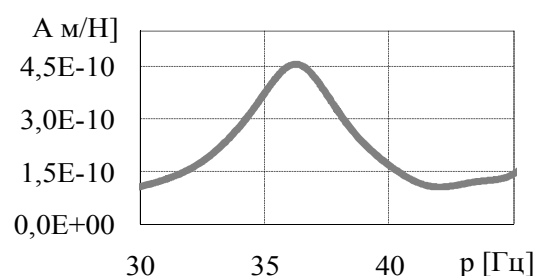


Рис. 4. Амплитуды колебаний в точке x2

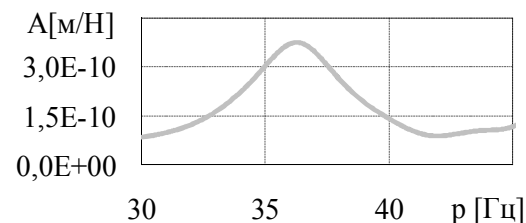


Рис. 5. Амплитуды колебаний в точке x3

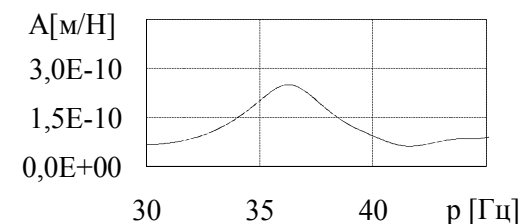


Рис. 6. Амплитуды колебаний в точке x4

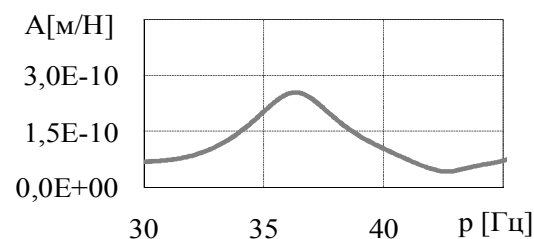


Рис. 7. Амплитуды колебаний в точке x5

В динамических расчетах была применена модель модального трения конструкционного типа. Трение использовалось однородное для частот из диапазона переходного процесса. Значение взято равным максимуму из возможных в наличии для исследуемых частот на основе экспериментальных данных указанного типа расчетов [10, 14, 7].

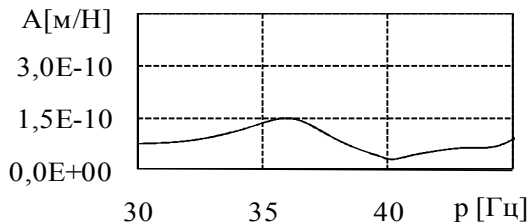


Рис. 8. Амплитуды колебаний в точке x6

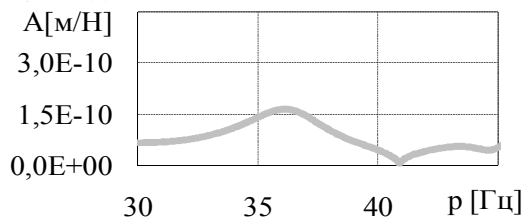


Рис. 9. Амплитуды колебаний в точке x7

Из результатов расчетов видно, что зависимости амплитуд колебаний при переходном процессе имеют два ярко выраженных резонанса (рис. 3–9). Один из них находится ближе к середине рассматриваемого диапазона. Второй резонанс расположен за пределами исследуемых частотных значений. В точках корпуса цилиндра низкого давления X1, X2 и X3 (рис. 3–5) повышение уровней характеристик вибрации наблюдается в диапазоне 31–40 Гц. Амплитуды колебаний этих точек имеют наибольшие значения отклонений от тривиального уровня. Для точек корпуса X4 и X5 рассматриваемое повышение амплитуд колебаний происходит в меньшем диапазоне 33–39 Гц. Наиболее устойчивыми к рассмотренным векторам внешнего воздействия являются X6 и X7, которые имеют повышение уровней вибрации в диапазоне 34–37 Гц переходного процесса. На всем диапазоне переходного процесса амплитуды колебаний точек X6 и X7 имеют наименьшие величины. На границе переходного процесса с повышением значений частот наблюдается приближение ко второму резонансу.

Выводы

Результаты проведенной работы показали значительное влияние переходного процесса на некоторые части пластин рассматриваемых корпусов. Для уменьшения уровней вибрации необходимо ужесточение указанных мест конструкции. Общая рекомендация заключается в недопустимости нахождения рабочей частоты на указанных в исследовании частотных диапазонах при переходном процессе или обеспечение в этом состоянии дополнительной жесткости для указанных частей корпуса. В качестве идеального решения рекомендуется обеспечить комплекс мер по ужесточению всех внешних пластин или всего корпуса при переходном режиме.

Литература

1. Косяк Ю. Ф. и др. Паротурбинные установки атомных электростанций, ред. Ю. Ф. Косяк. М.: Энергия. 1978. 312 с.
2. Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций. М.: 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. СПб.: 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. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. Харьков: Основа. 1991. 271 с.
6. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М.: Мир. 1984. 428 с.
7. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. То-кю: Japan. 2009. 104 p.
8. Назаренко С.А., Ткачук Н.А. Обзор некоторых ключевых направлений исследований ученых НТУ «ХПИ» в области динамики конструкций. Харків: Вісник НТУ «ХПИ». 2017. № 39. С.49-56.
9. Ларін А., Чумаченко О. Співпраця запорізьких авіадвигунобудівних підприємств з провідними вченими України в галузі динамічної міцності в 1950-1970-х рр. Харків: Дослідження з історії техніки. 2016. № 23. С.72-78.
10. Жовдак В.О., Красников С.В., Степченко О.С. Решение задачи статистической динамики машиностроительных конструкций с учетом случайного изменения параметров. Харків: Проблеми машиностроения. 2004. Т.7, № 3. С. 39 – 47.
11. 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.
12. 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.
 13. Chowdhury Indrajit, Dasgupta P. Shambhu Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Leiden: CRC Press. 2009. 616 p.
 14. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. М.: Энергоиздат. 1982. 352 с.
 15. Yu M., Feng N., Hahn E. J. An equation decoupling approach to identify the equivalent foundation in rotating machinery using modal parameters. *Journal of Sound and Vibration*. 2016. Vol. 365. P. 182-198.
 16. 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.
 17. 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.
 18. 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.
 19. 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.
 20. 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.
 21. Красніков С.В. Моделирование и анализ вибрационных характеристик корпуса паровой турбины большой мощности. Харків: *Вісник НТУ «ХПИ»*. 2017. № 39. С.23-26.
 - ment 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. 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].
 6. Gallager R. (1984) Metod konechnykh elementov. Osnovy [The finite element method. Basedata], Moscow, Mir. 428 [in Russian].
 7. (2009). HITACHI. Turbine and Generator Foundation *Design and construction & recommendation. Tokyo: Japan*, 104.
 8. Nazarenko S.A., Tkachuk N.A (2017). Obzor nekotorykh klyuchevykh napravlenii issledovaniy uchenykh NTU « KhPI» v oblasti dinamiki konstruksii. [Review of the main directions of research of scientists of NTU "KhPI" in the field of dynamics of constructions]. *Visnik NTU «KhPI», Kharkiv*, 39, 49-56 [in Russian].
 9. Larin Andrii, Chumachenko Ol'ga (2016) Spivpratsya zaporiz'kikh aviadvigunobudivnykh pidpriemstv z providnimi vchenimi Ukraïni v galuzi dinamich-noï mitsnosti v 1950-1970-kh rr. [Cooperation Zaporizhzhya aviation engine-building companies with the leading scientists of Ukraine in the field of dynamic strength in the 1950-1970.] *Dosli-dzhennya z istorii tekhniki, Kharkiv*, 23, 72-78 [in Ukrainian].
 10. Zhovdak V.O., Krasnikov S.V., Stepchenko O.S. (2004). Reshenie zadachi statisticheskoi dinamiki ma-shinostroitel'nykh konstruksii s uchetom sluchainogo 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].
 11. 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.
 12. Alan Turnbull (2014). Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth. *Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences, London: The Royal Society*. 20140254, 1-19.
 13. Chowdhury Indrajit, Dasgupta P. Shambhu (2009). Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Leiden: CRC Press, 616.
 14. Runov B.T. (1982) Issledovanie i ustranenie vibratsii parovykh turboagregatov [Research and

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 raz-rabotke i modernizatsii turbin dlya AES [Experience of OJSC “TurboAtom” in the develop-

- elimination of the vibration of the steam turbine units], Moscow, Energoizdat. 352 [in Russian].
15. Gallager R. (1984) Metod konechnykh elementov. Osnovy [The finite element method. Basedata], Moscow, Mir. 428 [in Russian].
 16. 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.
 17. 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.
 18. 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.
 19. 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.
 20. 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.
 21. Krasnikov S.V. (2017). Modelirovanie i analiz vib-ratsionnykh 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 Васильевич¹, к.т.н., доц. каф. теоретической механики и гидравлики, тел. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevakr@list.ru

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина, г. Харьков, 61002, ул. Ярослава Мудрого 25.

Simulation of a turbine case vibrations for the analysis of transition process

Abstract. Problem. The problem of issues of increased vibration for the case sheets of the steam turbines with the capacity of more than 500 MW was considered. For this work it was found that the main cause of increased vibration in turbine-type steam equipment is forces due to imbalances of the rotors, as well as the lack of rigidity among the elements of the system. The case from the real practice of operation of power equipment is considered, where the work on the centering of the rotor equipment did not provide significant changes to improve the values of the operating parameters. **Goal.** The objectives of this work were to model the parts and the entire system of turbine-foundation-base for the turbine K-500-65 / 3000 HTGZ, its levels of forced oscillations, as well as to perform research on the causes of increased vibration in low-pressure cylinder housings for the analysis of the transient process. **Methodolo-**

gy. For this research the methods of finite elements and oscillations were used, as well as the measures developed by the author and methods for building models and studies of oscillations in the system turbine unit-foundation-base. **Result.** As a result of the conducted researches the following were obtained: finite-element three-dimensional model for the system of turbine unit-foundation-base, dependence of amplitudes on frequencies for the system of points in the cases of low-pressure cylinders. These studies have led to conclusions about the reason for the possible increase in the level of vibration in the upper parts of the steam turbine housings. **Originality.** The types of three-dimensional models of the parts and the whole turbine unit-foundation-base system developed by the author are unique. Due to the special approach to the development of models, it becomes a real opportunity to conduct a study of vibration characteristics at another structural level, which allows the analysis of vibration levels of all elements of this system. Some types of research require some changes in the specification of the part of the system that requires further analysis. This allows you to perform calculations using the finite element method in modeling the system unit-foundation-base with a significant specification of the actual conditioned modes of operation. Third-party teams of specialists in the study of systems of the specified type using the methods common among them did not solve the problem and clarify the specific conditions for the causes of increased vibration among the parts of the hulls of the steam turbine unit. **Practical use.** The practical application of the results of the study is essential as an illustration of emergency avoidance and marching development for specialized models in the study of the oscillation characteristics of the turbine unit-foundation-base, as well as a typical solution of classical problems to analyze the possibility of emergencies in the systems operated and at their designing. The results of the work are proposed for use in relation to a set of actions to increase the rigidity of the hull parts and general equipment of steam turbine plants and prevent accidents that could lead to the final decommissioning of equipment without the possibility of restoring the entire system operating mode

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

Krasnikov Sergey¹, Ph.D., Assoc. Prof., tel. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevakr@list.ru

¹Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslav Mudry street, Kharkiv, 61002, Ukraine.

Моделювання коливань корпусу турбіни для аналізу перехідного процесу

Анотація. Вирішено практичну задачу з аналізу рівнів вібрації щодо листів корпусів циліндрів низького тиску для парових турбін у енергоблоках потужністю близько 500 МВт. Для роботи з'ясовано, що за основну причину виникнення

підвищеної вібрації у паровому устаткуванні типу турбіни є сили з небалансів роторів, а також наявність недостатньої жорсткості серед елементів системи. Розглядається випадок з реальної практики з експлуатації енергетичного устаткування, де робота з центрування роторного обладнання не дала суттєвих змін з поліпшення значень параметрів роботи. В якості цілей наданої роботи були поставлені задачі з моделювання частин та всієї системи турбіна–фундамент–основа для турбіни К-500-65/3000 ХТГЗ, її рівнів вимушених коливань, а також виконання дослідження з причин підвищення вібрації у корпусах циліндрів низького тиску для аналізу перехідного процесу. Для дослідження використано методи скінченних елементів та коливань, а також розроблені автором заходи та методи з побудови моделей та дослідження коливань у системі турбоагрегат–фундамент–основа. В результаті проведених досліджень отримано: скінченно-елементну тривимірну модель для системи турбоагрегат–фундамент–основа, залежності амплітуд від частот для системи точок у корпусах циліндрів низького тиску. Наведені дослідження дозволили дійти висновків щодо причини можливого підвищення рівня вібраційного стану у верхніх частинах корпусів паротурбіни. Типи тривимірних моделей частин та всієї системи турбоагрегат–фундамент–основа, що розроблені автором, є унікальними. Завдяки особливому підходу до розроблення моделей стає реальною можливість проведення дослідження вібраційних характеристик на іншому структурному рівні, що дозволяє проводити аналіз рівнів вібраційного стану всіх елементів зазначеної системи. Для окремих різновидів дослідження потрібні деякі зміни щодо конкретизації частини системи, що потребує подальшого аналізу. Це дозволяє виконувати роз-

рахунки з використанням методу скінченних елементів при моделюванні системи турбоагрегат–фундамент–основа зі значною конкретизацією реальних обумовлених режимів з експлуатування. Сторонніми групами фахівців з дослідження систем обумовленого типу з використанням розповсюджених серед них методик не було вирішено поставлену проблему та з'ясовано конкретних умов для виникнення причин підвищення рівня коливань серед частин корпусів паротурбінного агрегата. Практичне застосування результатів дослідження має суттєве значення в якості ілюстрації засобів уникнення аварійних станів та походою розробки щодо моделей спеціалізованого призначення під час дослідження характеристик коливань системи турбоагрегат–фундамент–основа, а також типового розв'язку класичних задач з аналізу можливостей виникнення аварійних станів у системах, що експлуатуються, та при їх проектуванні. Результати проведених робіт пропонуються для використання щодо комплексу дій з підвищення жорсткості частин корпусів та загального устаткування паротурбінних установок та запобігання виникненню аварійних станів, що можуть призвести до остаточного виходу устаткування з експлуатації без можливості відновлення робочого режиму всієї системи.

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

Красніков Сергій Васильович¹, к.т.н., доц. кафедри теоретичної механіки і гідравліки, тел. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevavr@list.ru
¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.