

Bibliography (transliterated): 1. Isakov S.M. Trybosystema v yakosti modeli UZ zvaryuvannya. Informatsiyni tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya: Tezy dopovidey XXI mizhnar. nauk.-prakt. konf., Ch.1 (Kharkiv) za red. prof. Tovazhnyans'koho L.L. Kharkiv, NTU "KhPI" (2013): 1 p. 2. Avtonomova L.V., Isakov S.N. Upravlenie parametrami tehnologicheskogo processa strukturnosvjazannoy akusticheskoy sistemy. Vostochno-evropejskiy zhurnal peredovyh tehnologij. Kharkiv 1/5 (2008): pp. 3-6. 3. Isakov S.N. Postroenie tribologicheskoy sistemy ul'trazvukovoy svarki. Visnyk NTU

"KhPI". Zb. nauk. prats'. Seriya: Dynamika i mitsnist' mashyn. Kharkiv: NTU "KhPI", 63 (1036). 2013. pp. 55-59. 4. Isakov S., Kedrovskaya O. Designing of ultrasonic waveguides in conditions of spatial oscillations. MicroCAD'99 Information technologies: Science, Technique, Technology, Education, Health. Iss. 7, part 1 (1999). pp. 293-299. 5. Isakov S. Adaptive Structures Optimization. Modelling and Control of Adaptive Mechanical Structures - Fortschr.-Ber. VDI Reihe 11. Nr. 268. Düsseldorf: VDI Verlag (1998). pp. 249-256.

Надійшла (received) 03.06.2016

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ісаков Сергій Миколайович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, кафедра «Опір матеріалів», Національний технічний університет «ХПІ», тел.: (057) 707-61-78. si@manoilgroup.com.

Isakov Sergei – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Sr. Researcher, Department of Resistance of Materials, National Technical University "KhPI", tel.: (057) 707-69-78. si@manoilgroup.com.

Ісаков Олексій Сергійович – аспірант, Національний технічний університет «ХПІ».

Isakov Olexsii – postgraduate, National Technical University "KhPI"

Марусенко Світлана Іванівна – науковий співробітник, кафедра «Опір матеріалів», Національний технічний університет «ХПІ», тел.: (057) 707-61-78.

Marusenko Svitlana – researcher, Department of Resistance of Materials, National Technical University "KhPI", tel.: (057) 707-61-78.

УДК 519:539:534

С.В. КРАСНИКОВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОРПУСА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ И АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Исследуются вибрационные характеристики корпуса паровой турбины и его взаимодействие с фундаментом. Объектом исследования является наиболее гибкий корпус паровой турбины – цилиндр низкого давления. Рассматривается паровая турбина, которая относится к классу наибольших мощностей среди конструкций этого типа. Моделирование и проведение расчетных исследований выполнено с использованием метода конечных элементов. Построены серии конечно-элементных моделей рассматриваемой конструкции. Проведены расчеты собственных колебаний на серии из десяти моделей. Получены основные вибрационные характеристики при различных вариантах моделирования взаимосвязи корпуса паровой турбины с фундаментом. Полученные результаты можно использовать для оценки вибрационного состояния корпуса паровой турбины и фундамента на который опирается каждый корпус.

Ключевые слова: вибрация, паровая турбина, цилиндр низкого давления, метод конечных элементов, собственные частоты, фундамент.

Введение. Энергетика крупных промышленных регионов базируется на энергоблоках средней и большой мощности. В конце восьмидесятых годов прошлого века были созданы паровые турбины мощностью около 1000 МВт. Это достижение остается непревзойденным и в наше время. Новые энергоблоки, как правило, имеют мощность 800 МВт и более. Для этих энергоблоков паровые турбины типично имеют состав из нескольких цилиндров низкого давления и одного или нескольких цилиндров высокого давления. Все корпуса паровой турбины устанавливаются на фундамент. Корпуса паровой турбины имеют возможность перемещаться относительно фундамента в рамках заданных ограничений. Корпус цилиндра низкого давления паровой турбины подвергается воздействию термических, гравитационных и динамических нагру-

зок. Наибольшее количество отказов энергоблоков происходит в результате повышенного уровня вибраций [1, 2]. Корпуса цилиндров низкого давления являются пространственными пластинчато-стержневыми конструкциями. Они имеют значительно меньшую жесткость по сравнению с корпусами цилиндров высокого давления и фундаментом. Поэтому для обеспечения надежности энергоблока особое внимание уделяется динамическому поведению корпуса цилиндра низкого давления [3].

Цель работы. Необходимо исследовать зависимость основных вибрационных характеристик корпуса турбины от различных вариантов его взаимосвязи с фундаментом турбины. Объектом проведенных исследований является корпус цилиндра низкого давления

паровой турбины мощностью 1100 МВт. Предметом исследования являются собственные частоты и формы корпуса при различных состояниях его взаимосвязи с фундаментом.

Построение математической модели. Исследования базируются на теории колебаний и использовании метода конечных элементов. Запись основного функционала в общем виде:

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

где O – различные состояния взаимодействия корпуса турбины с фундаментом; L – дифференциальное уравнение Лагранжа 2-го рода; R – внешние силы.

В соответствии с методом конечных элементов [4] выражение (1) в матричном виде имеет следующую запись:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = 0, \quad (2)$$

где M – матрица масс, C – матрица демпфирования, K – матрица жесткости.

Решения уравнения (2) для задач собственных и вынужденных колебаний соответственно записываются в виде (3), (4).

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

где p_j – j -я собственная частота системы; $\{V_j\}$ – вектор j -й собственной формы системы.

Построение расчетной модели. Геометрические модели корпуса цилиндра низкого давления показаны на рис. 1-3. На рис. 1 показана верхняя часть корпуса, на рис. 2 – нижняя часть, на рис. 3 – сборная геометрическая модель всего корпуса цилиндра низкого давления.

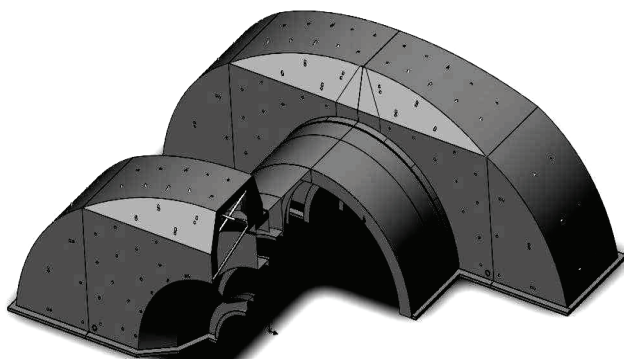


Рисунок 1 – Геометрическая модель верхней части корпуса паровой турбины

Были построены серии конечно-элементных моделей корпуса цилиндра низкого давления. Они отличаются моделированием взаимодействия корпуса паровой турбины с фундаментом. Исследуемый корпус цилиндра низкого давления устанавливается на фундамент паровой турбины, имеет сложное соединение с фундаментом и другими частями паровой турбины в виде системы пружин, шпоночных соединений и опорных полок. Дискретизация моделей взята на основе ранее разработанных подходов [5, 6]. Данные о моделях приведены в табл. 1 и показаны на рис. 4-6.

В моделях Т1 и Т2 различные состояния взаимодействия корпуса турбины с фундаментом моделируются разной системой стержней [7-9]. Для модели Т2

система стержней показана на рис. 4. Для модели Т1 эта система содержит только вертикально ориентированные (по оси Y) стержни. У модели Т3 отсутствуют стержни, узлы которых находятся в плоскости симметрии YOZ [10, 11]. У модели Т1 вместо этих стержней стоит запрет перемещений в соответствующих направлениях.

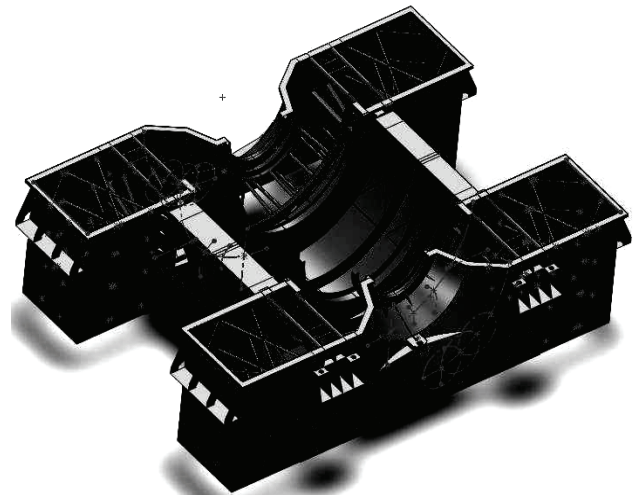


Рисунок 2 – Геометрическая модель нижней части корпуса паровой турбины

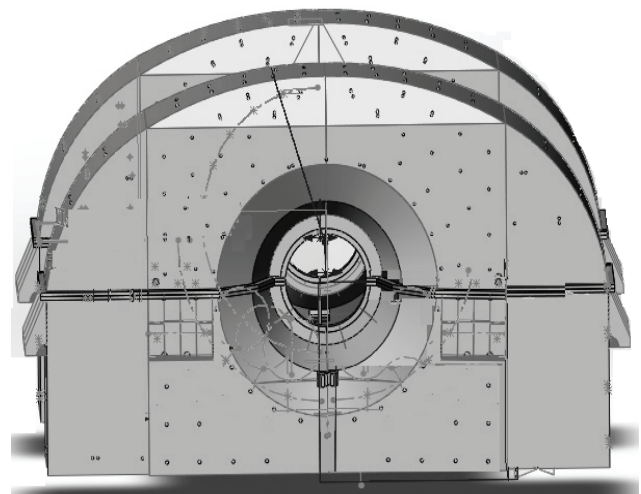


Рисунок 3 – Геометрическая модель корпуса паровой турбины

Таблица 1 – Параметры конечно-элементных моделей

Название модели	Номер рисунка	Количество		
		узлов	элементов	степеней свободы
Т1	4	13183	15135	78873
Т2	5	13270	15222	78876
Т3		13267	15219	78876

Результаты численных исследований. Рабочая частота рассматриваемой паровой турбины 25 Гц. В силу специфики генератора вынуждающая нагрузка на корпус цилиндра низкого давления имеет частоту не только 25 Гц, но и 50 Гц. Поэтому исследуемый диапазон для динамических характеристик выбран от 0 до 55 Гц.

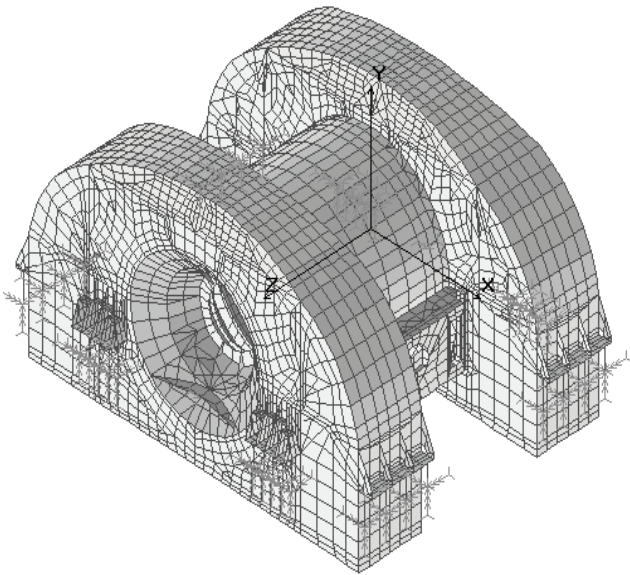


Рисунок 4 – Конечно-элементная модель T1

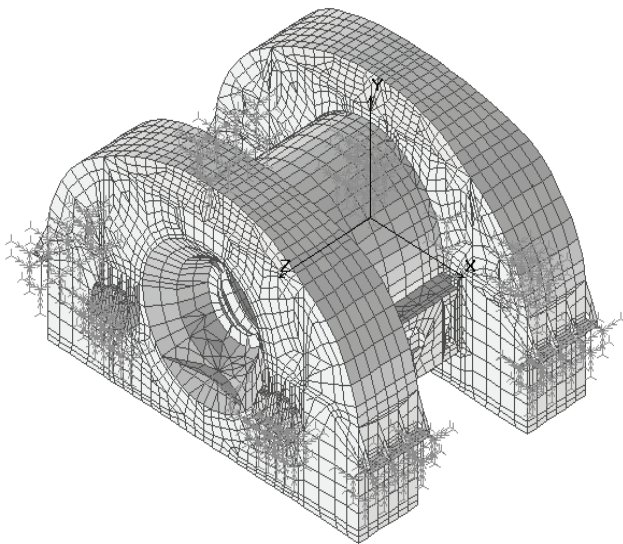


Рисунок 5 – Конечно-элементная модель T2

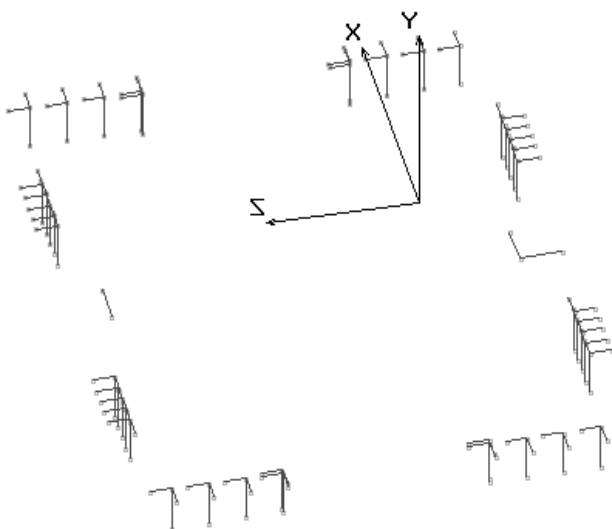


Рисунок 6 – Опорная система стержней для конечно-элементной модели T2

Были проведены расчеты собственных частот и форм колебаний при различной жесткости опорной системы стержней. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Результаты анализа собственных колебаний

Номер расчета	Тип модели	Вертикальная жесткость (Н/м)	Количество резонансов по диапазонам			
			0-55 Гц (всего)	0-25 Гц (всего)	0-25 Гц (глобальные)	0-55 Гц (глобальные)
1	T1	10^1	335	30	5	5
2	T1	10^8	334	29	4	5
3	T1	10^{10}	325	23	4	5
4	T1	10^{12}	325	22	1	5
5	T2	10^8	334	30	5	5
6	T2	10^{10}	331	27	5	5
7	T2	10^{12}	325	23	3	5
8	T2	10^{15}	330	27	5	5
9	T2	10^{17}	325	23	4	5
10	T3	10^{10}	331	28	5	5

У моделей T2 и T3 жесткость стержней в направлениях X и Z одинакова и отличается на несколько порядков от аналогичной величины по направлению Y. В табл. 2 позициям 5-7 соответствует жесткость стержней в направлениях X и Z меньшие на 3 порядка от жесткости стержней направленных по Y, позиции 8-9 – на 8 порядков, а позиции 10 – на 5 порядков.

Из табл. 2 видно, что в исследуемом диапазоне 0–55 Гц корпус цилиндра низкого давления имеет большое число резонансов. При этом глобальных резонансов только 5. Остальные резонансы связаны с колебаниями отдельных стержней и пластин.

Модель позиции 1 (см. табл. 2) отличается наименьшей жесткостью. Наибольшее отличие ее глобальных резонансов от всех остальных в том, что имеется только один глобальный резонанс с максимальными колебаниями по оси Y. Естественно, что глобальные резонансы этой модели имеют наименьшие величины собственных частот.

Из табл. 2 видно, что модель T1 при жесткости опор от 10^8 Н/м имеет не больше 4 глобальных резонансов в диапазоне 0-25 Гц. В этом диапазоне частот модели T2 и T3 при жесткости опор в вертикальном направлении (Y, рис. 5) от 10^8 Н/м имеют до 5 глобальных резонансов.

С повышением жесткости опорных стержней количество глобальных резонансов в диапазоне 0-55 Гц остается неизменным. Количество глобальных резонансов в диапазоне 0-25 Гц уменьшается только при значительном увеличении жесткости опоры – на 4 порядка. При этом если уменьшить жесткость опоры в плоскости XOZ и, соответственно, увеличить разницу жесткостей с направлением Y (позиции 8 и 9, см. табл. 2), то количество резонансов в диапазоне 0-25 Гц увеличится.

Сравнивая позицию 10 с позициями 5-9 (см. табл. 2) заметно несколько особенностей. При удалении стержней, моделирующей так называемый «фикс-пункт» (модель T3), количество глобальных резонан-

сов в рассматриваемых диапазонах не отличается от базовой модели Т2. При этом анализ собственных форм колебаний показал, что соотношение колебаний элементов корпуса в плоскости ХОZ перераспределились, а формы колебаний в вертикальном направлении Y имеют сходство.

Общая картина изменения форм собственных колебаний следующая: при увеличении жесткости опорной системы наименьшие изменения имеют формы колебаний с максимумами колебаний в плоскости ХОZ, но перераспределение соотношения жесткостей оказывает на них большое влияние.

Выводы. Построены геометрические модели и серия конечно-элементных моделей корпуса цилиндра низкого давления паровой турбины большой мощности. Проведенные расчеты собственных колебаний показали, что в диапазоне 0-25 Гц находятся от 20 до 30 собственных частот, а в диапазоне 0-55 Гц около 325-335. При этом глобальных форм колебаний в диапазоне 0-55 Гц стабильно 5, а величина жесткости опорных конструкций (фундамент и система связей) даже при увеличении на несколько порядков незначительно уменьшает количество глобальных резонансов в диапазоне 0-25 Гц. Значительное влияние на это количество оказывает соотношение жесткости опор в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Список литературы: 1. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов / Б.Т. Рунов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 352 с. 2. Шульженко Н.Г. Численный анализ колебаний систем турбоагрегат-фундамент / Н.Г. Шульженко, Ю.С. Воробьев. – К.: Наук. думка, 1991. – 232 с. 3. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. – Tokyo: Japan, 2009. – 104 p. 4. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел / С.Ю. Еременко. – Х.: Основа, 1991. – 271 с. 5. Жовдак В.О. Решение задачи статистической динамики машиностроительных конструкций с учетом случайного изменения параметров / В.О. Жовдак, С.В. Красников, О.С. Степченко // Проблемы машиностроения. – Х.: Контраст, 2004. – Т. 7, № 3. – С. 39-47. 6. Красников С.В. Компьютерное моделирование багатокорпусного турбоагрегата та аналіз його вібраційних характеристик / С.В. Красников, О.С. Степченко, А.В. Торяник // Машинознавство. – Львів: Кінпатрі, 2009. – № 2. – С. 27-33. 7. Zhiqiang Hu A Seismic Analysis on Steam Turbine Considering Turbine and Foundation Interaction / Zhiqiang Hu, Wei Wang, Puning Jiang, Qinghua Huang, Jianhua Wang, Sihua Xu, Jin He and Lei Xiao //ASME

Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition Volume 1B. – Düsseldorf: International Gas Turbine Institute, 2014. – P. V01BT27A041, 8 pages. 8. Alan Turnbull Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth / Alan Turnbull // Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences. – London: The Royal Society, 2014. – P. 20140254, 19 pages. 9. Adhhikari Sukanta Turbo-Generator Foundation / Adhhikari Sukanta // Structural Engineering Forum of India. – New Delhi: SEFI, 2010. – P. 1-19. 10. Chowdhury Indrajit Dynamics of Structure and foundation a unified approach / Chowdhury Indrajit, Dasguptu P. Shambhu. – Leiden: CRC Press, 2009. – 616 p. 11. Gu Ping New dynamic participation factor for turbine generator foundation Practice Periodical on Structural Design and Construction / Gu Ping // VA.: American Society of Civil Engineers, 2009. – № 15 (1). – P. 54-62.

Bibliography (transliterated): 1. Runov B.T. Issledovanie i ustranenie vibracii parovyh turboagregatov. Moscow: Energoizdat, 1982, 352 p. 2. Shul'zhenko N.G., Vorob'ev Yu.S. Chislennyj analiz kolebanij sistem turboagregat-fundament. Kyiv: Nauk. dumka, 1991, 232 p. 3. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. Tokyo: Japan, 2009, 104 p. 4. Eremenko S.Yu. Metody konechnykh elementov v mehanike deformiruemykh tel. Kharkiv: Osnova, 1991, 271 p. 5. Zhovdak V.O., Krasnikov S.V., Stepchenko O.S. Reshenie zadachi statisticheskoy dinamiki mashinostroitel'nykh konstrukcij s uchetom sluchajnogo izmeneniya parametrov. Problemy mashinostroeniya, Kharkiv: Kontrast, 2004, vol. 7, No 3, pp. 39-47. 6. Krasnikov S.V., Stepchenko O.S., Toryanik A.V. Komp'yuterne modelyuvannya bahatokorpusnoho turboahrehatu ta analiz joho vibracijnykh kharakterystyk. Mashynoznavstvo, L'viv: Kinpatri, 2009, No 2, pp. 27-33. 7. 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. ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition Volume 1B. Düsseldorf: International Gas Turbine Institute, 2014, pp. V01BT27A041, 8 pages. 8. Alan Turnbull. Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth. Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences. London: The Royal Society, 2014, pp. 20140254, 19 pages. 9. Adhhikari Sukanta Turbo-Generator Foundation. Structural Engineering Forum of India. New Delhi: SEFI, 2010, pp.1-19. 10. Chowdhury Indrajit, Dasguptu P. Shambhu Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Leiden: CRC Press, 2009, 616 p. 11. Gu Ping New dynamic participation factor for turbine generator foundation Practice Periodical on Structural Design and Construction. VA.: American Society of Civil Engineers, 2009, No 15 (1), pp. 54-62.

Поступила (received) 08.09.2016

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Красников Сергей Васильевич, кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, тел. (+038057) 707-37-30, e-mail: vsevavr@yandex.ru

Krasnikov Sergij Vasylovych, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, phone (+038057) 707-37-30, e-mail: vsevavr@yandex.ru