

ОЦЕНКА ДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЗКИ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ КОЖУХА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ТЯГОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ЭЛЕКТРОВОЗА

Е. А. Чабан

к.т.н., доцент, КриЖТ ИрГУПС, г. Красноярск

А. Г. Андриевский

старший преподаватель, КриЖТ ИрГУПС, г. Красноярск

Аннотация. *Представлены результаты исследования закономерности динамического отклика конструкции кожуха зубчатой передачи при действии вибрационной нагрузки в частотном диапазоне от 0 до 1600 Гц. В качестве методов исследования использовались численный и экспериментальный методы. Путем численного исследования определены собственные частоты кожуха и подтверждены предполагаемые резонансные условия работы конструкции кожуха в диапазоне частот возмущения от 0 до 1600 Гц, определены уровни напряжения для установленных режимов резонансной работы конструкции. Экспериментально, методом возбуждения колебаний одиночным ударом, определён коэффициент демпфирования конструкции на резонансных частотах работы.*

Ключевые слова: *кожух зубчатой передачи, нагруженность конструкции, собственная частота, виброускорение, численное исследование, напряженное состояние.*

Динамическая нагруженность необрессоренной экипажной части электровозов, а именно такого элемента колесно-моторного блока как кожух зубчатой передачи (КЗП), существенно влияет на техническое состояние элементов конструкции, прочность при механических воздействиях [1-4]. Согласно ГОСТ 30631-99 [5], устанавливающего единые требования по стойкости к механическим внешним воздействующим факторам для технических изделий, для неподдресоренного оборудования расположенного на тележке электровоза, уровень синусоидальной вибрации в диапазоне частот от 0,5 до 100 Гц составляет 150 м/с^2 , что соответствует частотам кинематических возмущений со стороны пути для интервала эксплуатационных скоростей грузовых локомотивов. Также ГОСТ 2582-2013 [6] для тяговых двигателей с опорно-осевым подвешиванием устанавливает уровень ускорения вибрационного воздействия равного геометрической сумме вертикальной, продольной и поперечной составляющих

вибрации до 155 м/с^2 в диапазоне частот от 10 до 100 Гц. При этом наиболее высокая частота возмущения характерна для коротких неровностей пути длиной от 0,3 м до 0,5 м [7]. Такие длины неровностей наблюдаются при волнообразном износе рельсов. Однако, следует отметить, что диапазон частот вибраций, определяемый экспериментальным путем для КЗП [8], имеет более высокие частоты и может возбуждаться действием фрикционных сил в контакте колесо рельс при наличии скольжения в контакте «колесо – рельс», особенно при движении в кривых участках пути, где гребень набегающей первой колесной пары по ходу движения электровоза вынужден упираться во внешнюю рельсовую нить или частотой пересопряжения зубьев в зубчатой паре тяговой передачи. Для оценки влияния высокочастотной вибрации на выработку прочностного ресурса материалом кожуха представляется целесообразным определить уровень возникающих напряжений при действии высокочастотной вибрации.

С целью проведения такой оценки для КЗП был выполнен модальный расчет в программной среде *Ansys Workbench* для разработанной твердотельной модели кожуха (рис. 1). При этом считалось, что все элементы кожуха абсолютно жестко соединены между собой, а сам кожух жестко закреплен в точках крепления к тяговому двигателю. При этом наличием смазки в нижней половине КЗП пренебрегалось, поскольку вес смазочного масла должен составлять 4,2 кг, а это по отношению к весу КЗП составляет порядка 3%, что на результат проводимого исследования существенного влияния не оказывает, а обмен механической энергией между смазочной жидкостью и стенками кожуха несущественен. Проведенные расчеты позволили также определить амплитудные частотные характеристики составляющих вибрацию конструкции КЗП в точке под горловиной под ось колесной пары (рис. 2).

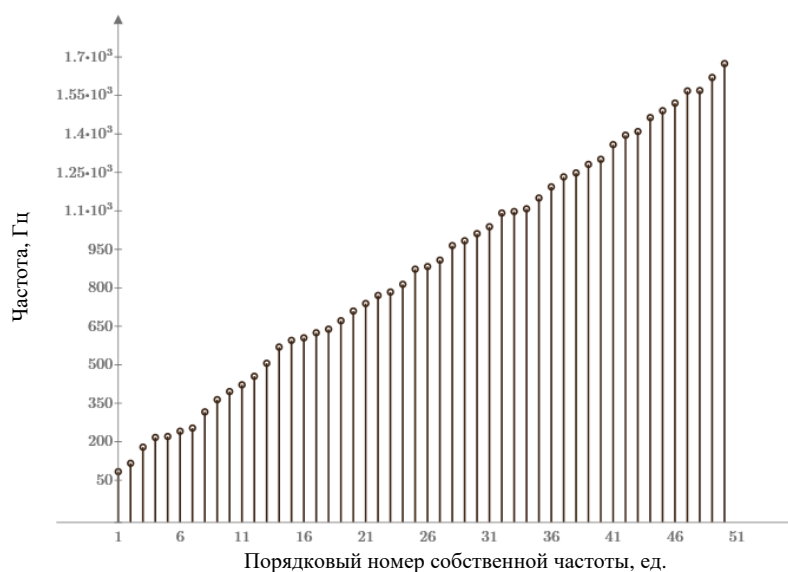


Рисунок 1 – Полоса спектра собственных частот КЗП

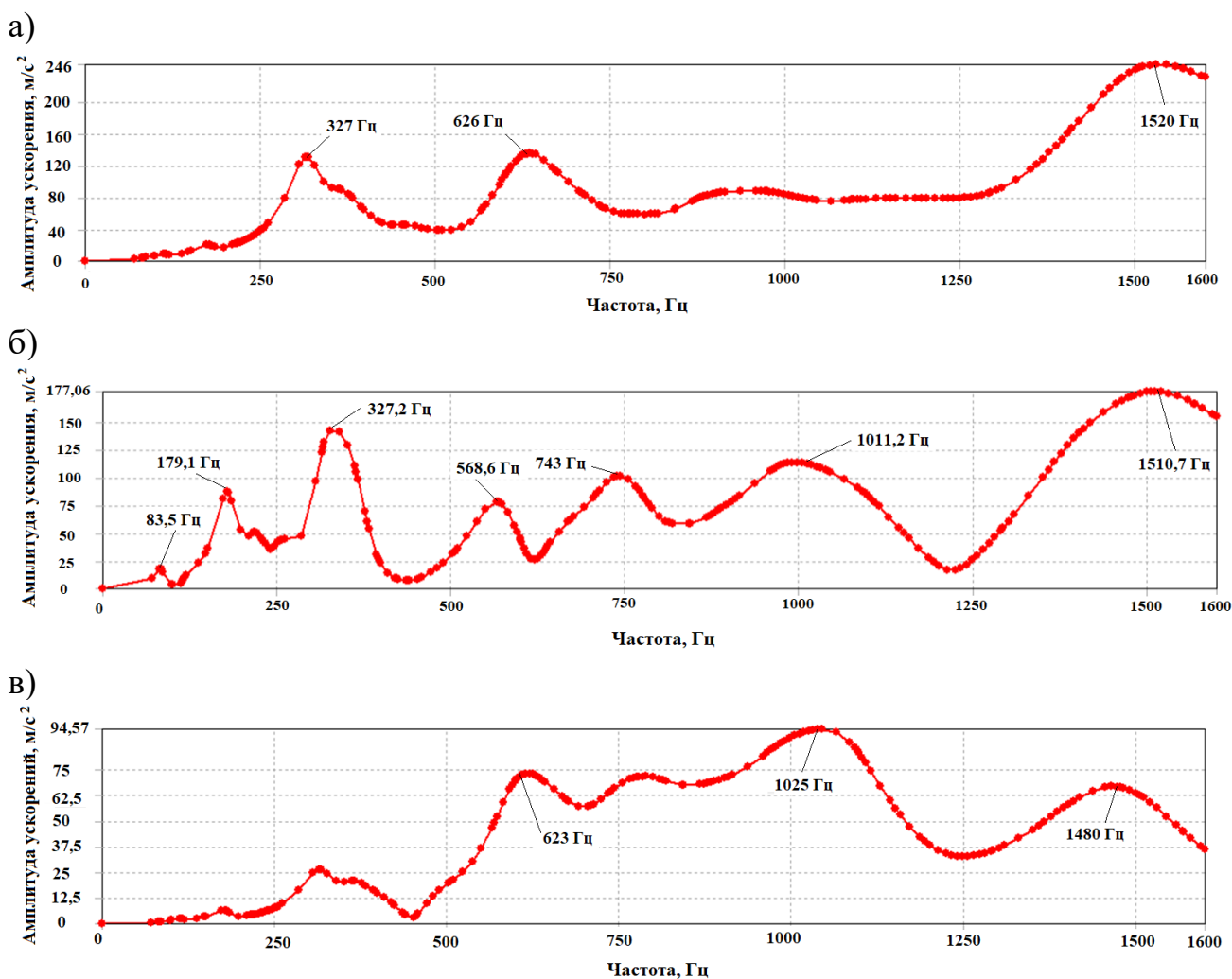


Рисунок 2 – Амплитудные частотные характеристики составляющих вибрацию конструкции КЗП:

а – вертикальной, б – поперечной оси пути, в – продольной оси пути

Первая собственная частота 83,54 Гц (рис. 1) соответствует изгибным колебаниям боковин кожуха в горизонтальной плоскости ввиду малой жесткости конструкции кожуха в этом направлении. Оценка отклика на синусоидальное воздействие конструкции кожуха выполнялась при действии суммарного вектора ускорений в продольном, вертикальном и горизонтальном направлениях амплитудой 155 м/с^2 в диапазоне частот от 0 до 1600 Гц. Согласно полученным результатам выполненного расчета (рис. 2) колебания конструкции кожуха, возникающие на частоте 1510 Гц, не вызывают действительно значимых индуцированных ускорений и смещений. Таким образом, несмотря на то что данная форма колебаний совпадает с силовой функцией, коэффициент участия массы в направлении силовой функции в ней составляет менее 5%, что не вызывает существенных деформаций конструкции и, соответственно, не вызывает возникновения высоких уровней интенсивностей напряжения.

Для экспериментальной оценки собственных частот КЗП был применен метод возбуждения колебаний одиночным ударом. При этом

вибропреобразователь, измеряющий процесс $x(t)$, закреплялся на стенке кожуха со стороны его крепления к остову тягового двигателя. Полученный в результате спектр виброускорений для КЗП (рис. 3) позволяет наблюдать на некоторых частотах пиковые значения виброускорения, свидетельствующие о возникающих резонансных явлениях, возможных при наличии соответствующей собственной частоты кожуха и совпадении ее с частотой возмущения.

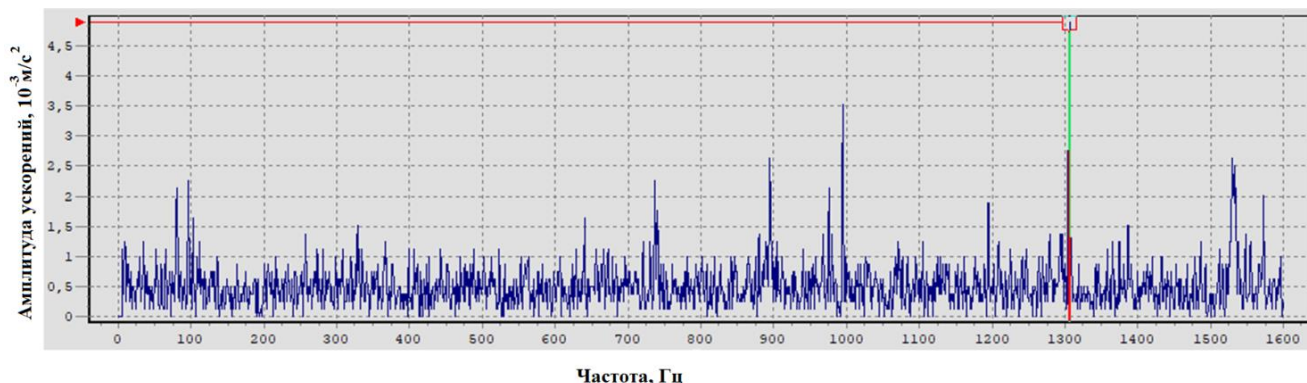


Рисунок 3 – Спектр виброускорений КЗП в поперечном направлении

Результат сравнения пиков амплитуд ускорений, полученных путем численного моделирования (рисунок 2, б), и пиков спектра виброускорений КЗП, полученного экспериментальным путем (рисунок 3), показывает, что частоты, на которых наблюдаются пиковые значения ускорений совпадают, что свидетельствует о соответствии частот, полученных путем численного моделирования, собственным частотам конструкции кожуха и адекватности разработанной твердотельной модели КЗП. Так, например, полученное экспериментальным путем значение максимума виброускорения на частоте 82 Гц согласуется с расчетным значением собственной частоты полученного для модели с жестким креплением КЗП, что свидетельствует об адекватности расчетных данных полученных на модели КЗП. Добротность колебательной системы на частоте 82 Гц составила $Q = 20,7$ ед., логарифмический декремент затухания $\lambda = 0,1521$ ед., время релаксации $\tau = 80$ мс. Данные параметров для других собственных частот КЗП приведены в таблице 1.

Представляет практический интерес определения уровня интенсивности напряжений на частотах, где наблюдаются пиковые значения ускорений (рис.2). Однако, стоит отметить, что наличие высоких уровней ускорений на высоких частотах не приводит к возникновению, высоких уровней напряжений, как это можно видеть на рис. 4. Полученные в результате численного исследования максимальные значения интенсивности напряжений, возникающие в конструкции КЗП для различного уровня частот, приведены в таблице 2.

Таблица 1 – Параметры конструкции КЗП, полученные экспериментально

Собственная частота, f , Гц	82	96	240	330	736,65	997,8	1529
Добротность, Q , ед.	20,7	22,9	55,1	34,5	2914,2	983,9	166,5
Логорифмический декремент затухания, λ , ед.	0,1521	0,1371	0,057	0,0576	0,0011	0,0032	0,0189
Время релаксации, τ , мс	80	80	73	53	1259	771	35

Таблица 2 – Уровни интенсивности напряжений, возникающие в конструкции КЗП, соответствующие частотам вибрации

Частота вибрации, Гц					
83,5	327,2	565,68	743,64	1011,2	1510,7
Интенсивность напряжений, МПа					
63,4	53,01	14,3	11,5	7,56	8,47

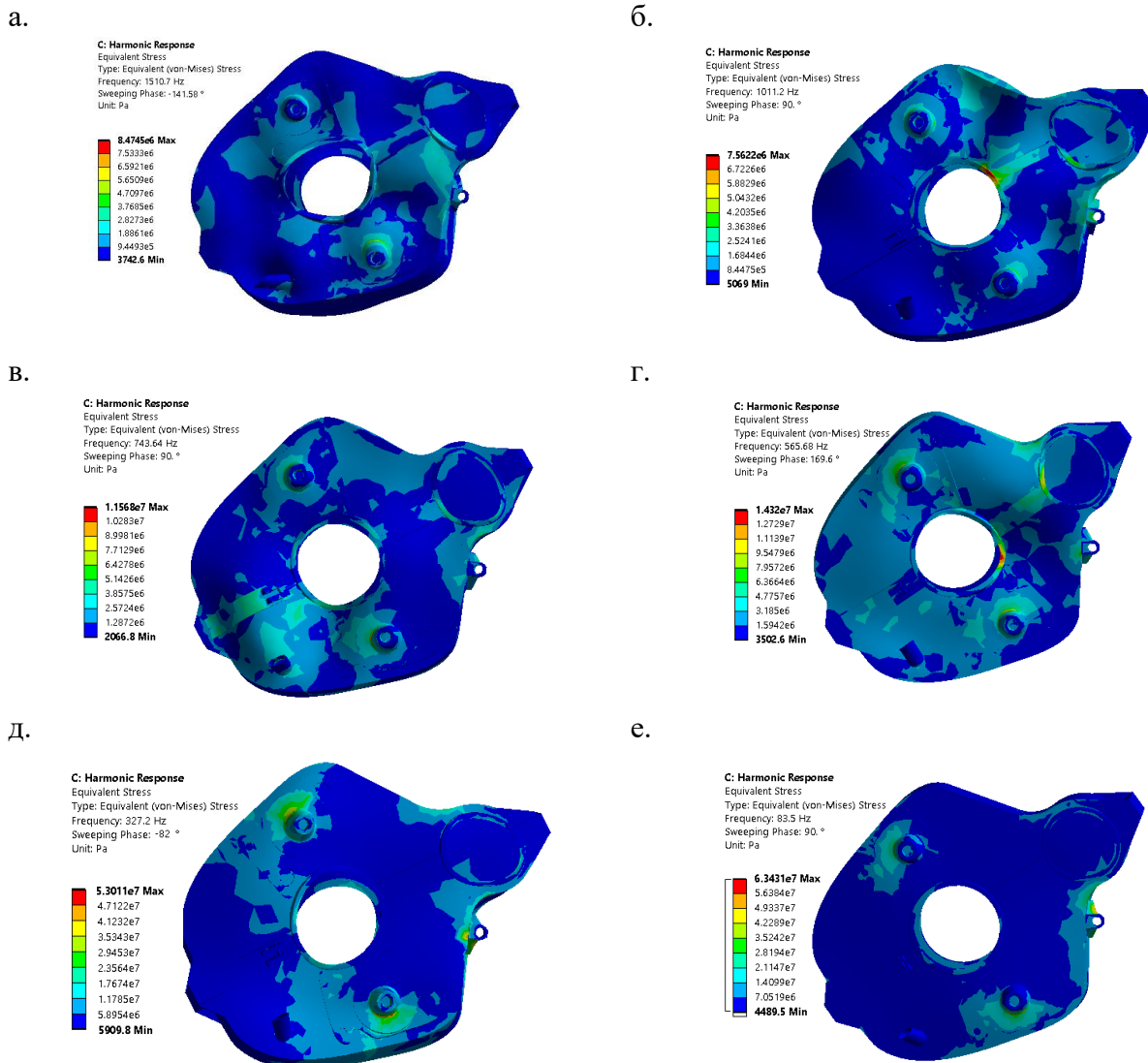


Рисунок 4 – Интенсивность напряжений при действии вибрационной нагрузки для уровней частот: а – 1510,7 Гц; б – 1011,2 Гц; в – 743,64 Гц; г – 565,68 Гц; д – 327,2 Гц; е – 83,5 Гц

В процессе эксплуатации кожух подвержен широкому спектру возмущений, с частотой до 1600 Гц, при этом отклик конструкции кожуха на возмущения при действии гармонической вибрации приводит к появлению индуцированной части ускорений на частотах 1510,7 Гц; 1011,2 Гц; 743,64 Гц; 565,68 Гц; 327,2 Гц; 179,17; 83,5 Гц. При имеющихся резонансных режимах работы конструкции КЗП уровень возникающих интенсивностей напряжений при штатных условиях эксплуатации кожуха [1, 4] не превышают значения напряжения предела выносливости материала конструкции Ст.3 при симметричном цикле нагружения $\sigma_{-1} = 180$ МПа.

Таким образом, влияние высокочастотной вибрации на конструктивную прочность КЗП не может являться основной причиной интенсивной выработки усталостного ресурса КЗП грузовых электровозов, которое наблюдается в эксплуатации.

Список использованных источников

1. Москвичев В. В., Чабан Е. А., Андриевский А. Г. Проблемы кожухов зубчатой передачи электровозов: отказы, нагруженность, виброзащита // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2020. № 1(65). – С. 31-42.
2. Андриевский А. Г., Чабан Е. А. Обеспечение конструкционной прочности кожуха зубчатой передачи грузового локомотива // Безопасность и мониторинг природных и техногенных систем : материалы и доклады, Кемерово, 05–09 октября 2020 года. – Кемерово: ФИЦ ИВТ, 2020. – С. 68-70.
3. Андриевский А. Г., Чабан Е. А. Влияние на прочность кожуха зубчатой передачи электровоза условий его закрепления // Безопасность и мониторинг природных и техногенных систем : материалы и доклады, Красноярск, 16–20 октября 2023 года. – Красноярск: Федеральное государственное бюджетное научное учреждение "Федеральный исследовательский центр информационных и вычислительных технологий", 2023. – С. 99-102.
4. Андриевский А. Г., Москвичев В. В., Чабан Е. А. Расчетно-экспериментальное определение динамических характеристик кожуха тяговой зубчатой передачи электровоза // Известия Транссиба. 2020. № 3(43). – С. 47-57.
5. ГОСТ 30631-99. Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям в части стойкости к механическим внешним воздействующим факторам при эксплуатации. – Москва: Изд-во стандартов, 1999. – 31с.
6. ГОСТ 2582-2013. Машины электрические вращающиеся тяговые. Общие технические условия. М.: Стандартинформ, 2014. – 56 с.
7. Андриевский, А. Г. Динамическое нагружение кожуха зубчатой передачи от крутильных колебаний остова тягового двигателя / А. Г. Андриевский, Е. А. Чабан // Транспортная инфраструктура Сибирского региона. – 2019. – Т. 2. – С. 203-207.
8. О вибрации колесно-моторного блока вследствие взаимодействия колеса с рельсом и работы зубчатой передачи электровоза ЗЭС5К в условиях горно-перевального участка / А. Ю. Портной, О. В. Мельниченко, К. П. Селедцов [и др.] // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2020. – Т. 24, № 3(152). – С. 527-547.