

нагруженных роликоподшипников за счет изменения конструкции и материала сепаратора: Дис. канд. техн. наук. – Харьков, 1988. – 209 с. 5. Цюренко В.Н., Юраков П.С. Методики экспериментальных исследований кинематики и температурного режима работы подшипников качения в буксах вагонов // Тр. ВНИИЖТ. – 1978. – Вып. 583. – с. 90-97. 6. Поляков А.И. Анализ характера повреждений и износа беззаклепочных сепараторов // Тр. ВНИИЖТ. – 1978. – Вып. 583. – с. 68-78. 7. Трофимовская Л.С. Исследование пластмассовых УДК 539.3 сепараторов приборных подшипников: Дис. канд. техн. наук. -М., 1972.–168с. 8. Данильченко А.И., Литвинов Е.М. Исследование усилий взаимодействия шариков с сепаратором при работе подшипников с перекосом колец / Контактно – гидродинамическая теория смазки и ее практическое применение в технике. – Куйбышев: КУАИ. – 1977. с. 130 – 141. 9. Курушин М.И., Дубровкина А.И., Колгин А.Н. Определение усилий и прочности сепаратора шарикоподшипника в условиях перекоса колец // Труды. КУАИ. – 1969. - № 40. –с. 117-140. 10. Лифшиц Б.А. Исследование работоспособности сепараторов высокоскоростных радиально – упорных шарикоподшипников с четырехточечным контактом: Дис. ... канд. техн. наук. - М., 1968. - 172 с. 11. Пили В.Е. Расчет сепаратора подшипника качения // Автоматизация и современные технологии. – 1996. - № 2 – с. 11 – 14.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 539.3

В.В. КЛИТНОЙ, канд. техн. наук, ст. преп.;

Г.Г. КУЛИК, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», г. Харьков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛЕНОЧНЫХ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АКТУАТОРОВ В АКТИВНЫХ СИСТЕМАХ ВИБРОЗАЩИТЫ ПЛАСТИНЧАСТЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН.

У статті описані експериментальні та чисельні дослідження використання плівкових п'єзокерамічних елементів в активних системах віброзахисту пластинчастих елементів машин. Проведений аналіз отриманих результатів АЧХ коливань конструкції при різних умовах навантаження.

An experimental and numerical researches of use film piezoceramic elements in vibrodamping systems lamellar construction unit, was described in the article. The analysis of received results amplitude-frequency characteristic of construction vibrations at the different loading condition was analyzed.

Использование в настоящее время активных систем виброзащиты является одним из приоритетных направлений развития в машиностроении. Такой класс систем характеризуется четырьмя основными элементами: конструкционные материалы, распределенные актуаторы и сенсоры, блок управления (контроллер). Принцип контроля заключается в следующем – реакция изначально пассивной системы измеряется с помощью сенсоров и в качестве входного сигнала поступает на контроллер, контроллер в свою очередь анализирует сигнал и, используя алгоритм управления, изменяет механические свойства конструкции с помощью актуаторов.

Область применения систем активного управления вибрациями достаточно велика: от устройств подавления шумов в салонах пассажирских само-

летов до систем подавления вибраций в корабельных двигателях.

В активных системах виброзащиты, находят применение различные типы актуаторов. Обычно выделяют следующие типы: электродинамические, пневматические, гидравлические, электромагнитные и актуаторы, выполненные на базе адаптивных материалов.

Гидравлические и пневматические актуаторы, а также электромагнитные актуаторы активно используются для подавления вибраций. Но, несмотря на значительные силы, развиваемые перечисленными актуаторами, они требуют сложных коммутационных линий и дополнительных источников энергии. И по этой причине в некоторых случаях более эффективно использовать актуаторы, выполненные из адаптивных материалов. Такие материалы способны изменять свои механические свойства (вязкость, жесткость, форму) под влиянием температурного изменения, электрического или магнитного полей.

При рассмотрении адаптивных материалов можно выделить материалы, которые непосредственно конвертируют внешне приложенное электрическое или магнитное воздействие в механическое, или, наоборот, преобразовывают механическое воздействие в электрическое или магнитное путем прямого физического эффекта на микроструктурном уровне. К такому классу материалов относятся пьезо и электрострикционная керамика, пьезоэлектрические полимеры и магнитоэлектрические сплавы.

Пьезокерамические элементы являются твердотельными, характеризуются высокой помехозащищенностью, малым уровнем собственных шумов, повышенной радиационной стойкостью. Керамическая технология изготовления пьезоэлементов не накладывает принципиальных ограничений на их форму и размеры. Эти обстоятельства, а также высокие значения пьезоэлектрических характеристик, обусловили широкое применение керамических пьезоэлементов в технике, а также в адаптивных системах подавления вибраций в качестве актуаторов.

В настоящей статье проводится анализ возможности использования пленочных пьезокерамических актуаторов в активных системах виброзащиты пластинчатых элементов машин. Поставленная задача решается путем разработки экспериментальной модели активной системы виброзащиты, построенной на базе пленочных пьезокерамических элементов. Параллельно проводится численное моделирование эксперимента. Анализируются полученные данные.

Исследования активного воздействия пленочных пьезокерамических элементов.

В ходе проведения экспериментальных исследований были получены амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, в результате ее нагружения парой работающих в антисимметричном режиме пленочных пьезокерамических элементов (тип керамики PIC 151). В рамках выполненной работы были рассмотрены три различных способа закрепления исследуемой пластины. Положение пьезокерамик выбиралось исходя из утверждения, вы-

двинутого в работе [1], о том, что наибольшего актуативного воздействия элементы достигают в областях высоких перемещений вдалеке от узлов форм колебаний. Нагружение пластины осуществлялось в диапазоне первых трех собственных частот. Одновременно было проведено численное исследование тех же АЧХ и сопоставление полученных результатов с экспериментальными. Общий вид экспериментальной установки, использовавшейся в этом эксперименте, представлен на рис. 1 [2, 3].

Динамическое нагружение пьезокерамик осуществлялось при помощи последовательно соединенных синтезирующего функционального генератора *SRS DS340* и трехканального усилителя *PI E-663*. Замеры результатов эксперимента фиксировались при помощи измерительной системы, включающей в себя лазерный датчик *LD-1605-2* и микроконтроллер. Визуализация полученных результатов осуществлялась посредством мультиметра *FLUKE 123*.

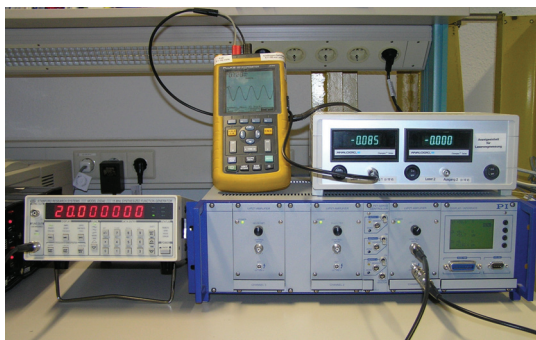


Рис. 1. Вид экспериментальной установки.

После выполненных экспериментальных исследований были проведены численные расчеты, в основу которых была положена конечно-элементная модель пластины с закрепленными на ней пьезоэлементами. Коэффициент затухания был определен экспериментально и оказался равен $\zeta = 0,021$. Решение было проведено в расчетном комплексе ANSYS.

В качестве элементов разбиения для пластины использовался структурный объемный элемент *SOLID45*. Разбиение пьезоэлементов было выполнено с помощью конечного элемента *SOLID5*.

Анализ результатов

Для первого варианта закрепления пластины (заделки по короткому краю) результаты экспериментальных и численных исследований показаны в виде графиков на рис. 2. Анализируя полученные результаты исследования, следует отметить, что представлены результаты исследований в диапазонах первой и третьей собственных частот. Величины перемещений, полученные экспериментально около второй собственной частоты, достигают не более 4-х мкм. Такие данные не позволяют провести достоверный анализ результатов вследствие малости измеряемых значений.

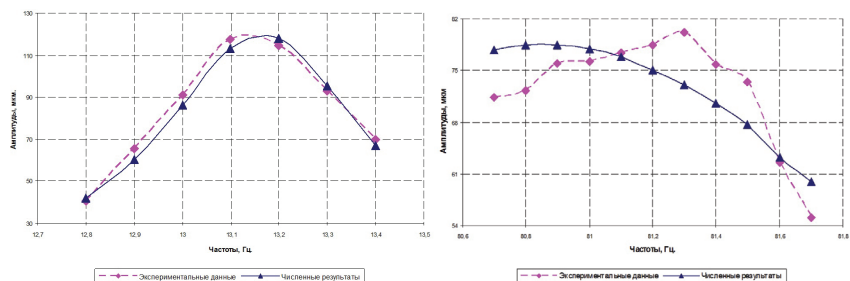


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, жестко защемленной по короткому краю, около первой и третьей собственных частот.

Значения максимальной относительной разницы между экспериментальными и численными значениями в диапазоне первой собственной частоты составляет $5,68\%$. Вблизи третьей собственной частоты различия достигают $9,7\%$.

Результаты экспериментального и численного исследований второго варианта закрепления пластины (заделки по длинному краю) представлены на рис. 3.

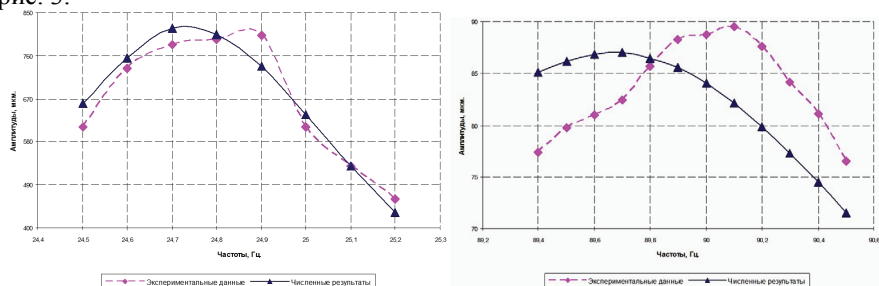


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, жестко защемленной по длинному краю, около первой и второй собственных частот.

Сравнивая с результатами, полученными для предыдущего способа закрепления пластины, следует отметить общую закономерность в том, что величины амплитуд, замеренных около второй собственной частоты достаточно малы, и анализ результатов АЧХ на этих частотах проводиться не будет.

Анализируя полученные характеристики, следует отметить, что максимальные отличия между результатами эксперимента и расчета в диапазоне первой собственной частоты составляют $8,67\%$, а около третьей собственной частоты – $9,1\%$.

Для случая третьего варианта закрепления пластины (заделка по всем сторонам пластины) были определены АЧХ вблизи первой, второй и третьей собственных частот (рис. 4).

В процессе анализа полученных результатов было установлено, что различия между экспериментальными и численными значениями перемещений

вблизи третьей собственной частоты достигают 88,6%. Такое фактическое состояние можно объяснить тем, что величины рассматриваемых амплитуд на этом отрезке частот составляют от 13,3 до 48,51 мкм, а если учитывать то, что величина отклонений в показаниях измерительного прибора дает погрешность измерений на этих частотах от 12% до 45%, что и является причиной значимых отклонений между экспериментальными значениями амплитуд и расчетными их значениями. На основании этого дальнейшее исследование АЧХ в диапазоне третьей собственной частоты проводиться не будет.

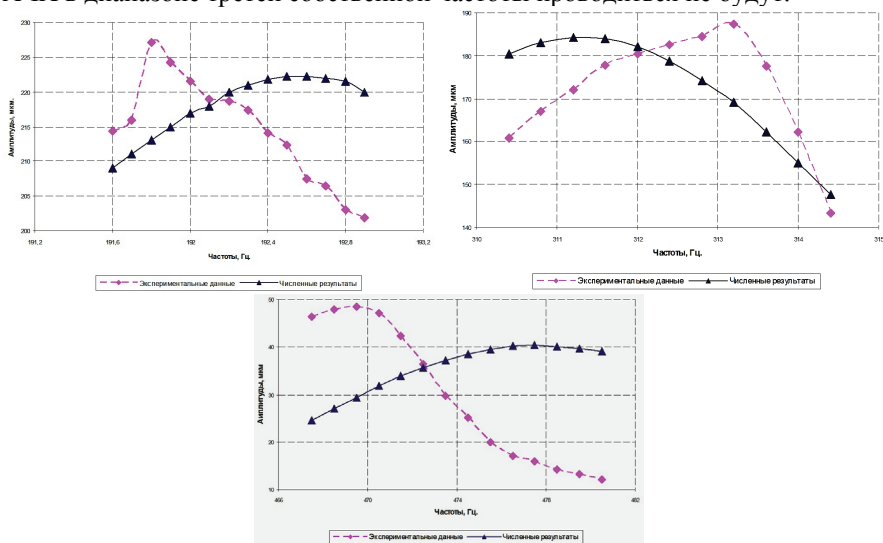


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, жестко защемленной по всем сторонам, вблизи первой, второй и третьей собственных частот.

Относительная разница в диапазоне первой собственной частоты достигает 4,6%, а около второй доходит до 10,6%. Такие неравномерные значения отклонений амплитуд в зависимости от рассматриваемого диапазона частот были характерны и для двух предыдущих экспериментальных исследований пластины с разными условиями закрепления. Это может быть вызвано погрешностями при проведении экспериментов на этапе определения механических свойств пластины.

Выводы.

Анализируя выполненные расчетно-экспериментальные результаты по работе можно сделать следующие выводы:

Используемая пьезокерамика устойчиво работает в качестве силовых элементов, как в статическом, так и в динамическом режимах нагружения.

Используемый в расчетном комплексе ANSYS конечно элементный подход, моделирующий поведение пьезоэлектрических конструкций, достаточно точно описывает процессы, происходящие при нагружении элементов электрическим напряжением. Полученные результаты свидетельствуют о

целесообразности проведения дальнейших численных расчетов на базе конечно-элементных моделей, построенных в этом программном продукте.

Список литературы: 1. *Crawley E.F.* Use of piezoelectric actuators as elements of intelligent structures / E.F. Crawley, J. Luis // *AIAA Journal*, 1987. – Vol. 25, – № 10, – С. 1373-1385. 2. *Михеев С.И.* Теоретические и экспериментальные исследования композитных пластин с пьезоэлектрическими актуаторами / С.И. Михеев, В.Ф. Горбач, В.В. Клитной, Ю.М. Тарасов // Труды 4-й международной конференции «Теория и практика технологий производства изделий из композиционных материалов и новых металлических сплавов». – М.: «Знание», 2006. – С. 178-184. 3. *Клитной В.В.* Исследование вибрационных свойств бортовых плат летательных аппаратов / В.В. Клитной // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків: НТУ «ХПИ», 2008. – № 31. – С. 77 – 83.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621.833

В.Н. ТКАЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», г. Харьков

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДИК ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГАРАБИТОВ ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Величина диаметра гнучкого колеса хвильової зубчатої передачі суттєво залежить від використуємих методик розрахунків. В статті наведені підсумки порівняльного аналізу існуючих методик розрахунків діаметра гнучкого колеса.

Calculates the diameter of the flexibec wheel according to various eriteria yield significant differences. In the expected work tested the comparative analyses of existing methods of calculation and verified by comparing the final results found by different methods.

Работоспособность волновой зубчатой передачи определяют, в основном, четыре фактора. Это износостойкость рабочих поверхностей зубьев, разрушение подшипников качения генератора волн деформации, выносливость зубчатого гибкого колеса и радиальная жесткость системы жесткое колесо-подшипник генератора волн. При недостаточной радиальной жесткости возможен проскок генератора волн при максимальных вращающих моментах.

В настоящее время проектный расчет волновой передачи, независимо от принятого критерия работоспособности, начинается с вычисления диаметра отверстия гибкого колеса, причем результаты расчетов проектируемой передачи будут отличаться в зависимости от выбранного критерия.

В [1] диаметр ГК вычисляется из условия ограничения давления между зубьями по формуле

$$d_r \geq \sqrt[3]{\frac{4T_{\text{вых}} \cdot K_H}{K_z \psi \cdot [p]}}$$