

5. Xia, D. The Development of Micromachined Gyroscope Structure and Circuitry Technology [Text] / D. Xia, C. Yu, L. Kong // Sensors. — 2014. — Vol. 14, № 1. — P. 1394–1473. doi:10.3390/s140101394
6. Singh, A. K. Piezoelectric Gyro Sensor Technology [Text] / A. K. Singh // Defence Science Journal. — 2007. — Vol. 57, № 1. — P. 95–103. doi:10.14429/dsj.57.1735
7. Shiratori, N. Temperature Characteristic Compensation of a Miniature Bi-Axial Gyro-Sensor Using a Disk-Type Resonator [Text] / N. Shiratori, M. Hatakeyama, S. Okada // Japanese Journal of Applied Physics. — 1999. — Vol. 38, Part 1, No. 9B. — P. 5586–5591. doi:10.1143/jjap.38.5586
8. Bezvesil'naya, E. N. Automatic compensation for the errors of a gyroscopic linear integrating accelerometer [Text] / E. N. Bezvesil'naya // International Applied Mechanics. — 1995. — Vol. 31, № 4. — P. 317–322. doi:10.1007/bf00846782
9. Korobiichuk, I. Aviation gravimetric system [Text] / I. Korobiichuk, O. Bezvesilna, A. Tkachuk, M. Nowicki, R. Szewczyk, V. Shadura // International Journal of Scientific & Engineering Research. — 2015. — Vol. 6, № 7. — P. 1122–1126. doi:10.14299/ijser.2015.07
10. Ткачев, Л. И. Системы инерциальной ориентировки [Текст]. Ч. 1. Основные положения теории / Л. И. Ткачев. — М.: МЭИ, 1993. — 213 с.
11. Wilmoth, E. D. An Investigation of Methods for Determining Gravity Anomalies from an Aircraft [Text]: Sc. D. Thesis / E. D. Wilmoth. — Mass. Inst. of Tech., 1989. — 76 p.

РАЗРАБОТКА НОВОГО ДВУХКАНАЛЬНОГО ГРАВИМЕТРА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЙ УСКОРЕНИЯ СИЛЫ ТЯЖЕСТИ

Рассмотрен новый двухканальный гравиметр автоматизированной авиационной гравиметрической системы, точность и быстродействие (полностью автоматизированный) которого выше известных сегодня гравиметров. Описаны принцип действия нового двухканального гравиметра, основные его преимущества над известными гравиметрами (отсутствие в выходном сигнале двухканального гравиметра сигналов ошибок

от влияния вертикального ускорения и остаточной неидентичности конструкций двух емкостных элементов).

Ключевые слова: двухканальный гравиметр, авиационная гравиметрическая система, ускорение силы тяжести, чувствительный элемент.

Безвесільна Олена Миколаївна, доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України, кафедра приборобудування, Національний технічний університет України «Київський політехнічний університет», Україна.

Ткачук Андрій Геннадійович, кандидат технічних наук, докторант, кафедра автоматизованого управління технологічними процесами та комп'ютерних технологій, Житомирський державний технологічний університет, Україна, e-mail: andrew_tkachuk@i.ua.

Хильченко Тетяна Валентинівна, аспірант, кафедра автоматизованого управління технологічними процесами та комп'ютерних технологій, Житомирський державний технологічний університет, Україна.

Безвесильная Елена Николаевна, доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники Украины, кафедра приборостроения, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Украина.

Ткачук Андрей Геннадьевич, кандидат технических наук, докторант, кафедра автоматизированного управления технологическими процессами и компьютерных технологий, Житомирский государственный технологический университет, Украина.

Хильченко Татьяна Валентиновна, аспирант, кафедра автоматизированного управления технологическими процессами и компьютерных технологий, Житомирский государственный технологический университет, Украина.

Bezvesilna Olena, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Ukraine.

Tkachuk Andriy, Zhytomyr State Technological University, Ukraine, e-mail: andrew_tkachuk@i.ua.

Khylichenko Tetiana, Zhytomyr State Technological University, Ukraine

УДК 621.01:531

DOI: 10.15587/2312-8372.2016.58904

Дяченко П. В.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ВЕРИФИКАЦИЯ ДОСТОВЕРНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Проанализированы существующие методики инструментальной идентификации собственных частот колебаний механических систем. На основе проведенного анализа, разработана схема экспериментальной установки для получения, исследования и обработки спектра частот собственных колебаний механической системы во временной и частотной областях. Проведен сравнительный анализ полученных спектров с расчетными, чем подтверждена адекватность разработанной ранее математической модели динамики механической системы.

Ключевые слова: математическая модель, вибрационный спектр, частотная область, колебательная система, зубчатая передача.

1. Введение

Физический эксперимент и экспериментальное исследование динамических характеристик механических колебательных систем, являются непосредственным способом подтверждения достоверности и эффективности разработанных математических моделей, описывающих их динамику. Оценку работоспособности программного обеспечения моделирующей среды также можно осу-

ществить благодаря возможности получения экспериментальных данных и сравнительного анализа теоретических расчетов с результатами экспериментальных исследований.

В большинстве механизмов машин и приборов, в приводах следящих систем, зубчатые передачи являются одним из основных источников возникновения вибраций. Возрастание рабочих скоростей, динамической нагруженности современных механизмов с зубчатыми передачами

сопровождается насыщенностью вибрационных спектров, ограничивающей динамическую прочность, устойчивость, положение осей, и другие характеристики механических систем. Не смотря на значительные успехи, достигнутые в развитии теории и практики динамического анализа механических систем, проблема их исследования остается актуальной.

Динамические характеристики механических колебательных систем (в частности зубчатых передач) изучаются посредством построения и компьютерной реализации их математических моделей, при этом точность динамического расчета определяется принятой моделью динамической системы и ее параметрами. Важным фактором при экспериментальной верификации достоверности получаемых математических моделей, является сравнение спектров колебаний собственных частот в рабочей области механической системы, полученных из аналитических расчетов и экспериментально.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Разработке методов инструментальной идентификации параметров механических колебательных систем по их виброакустическим характеристикам посвящено ряд публикаций [1–8]. Часть исследований направлена на выявление природы вибраций, их характера, уровня, частотного состава, основных резонансов, демпфирования и ряда других параметров [1, 2]. Значительный интерес представляет также исследование процессов, связанных с распознаванием состояния динамической структуры системы [3, 4]. Высокая информативность анализируемых вибрационных спектров и нагрузочных сигналограмм подтверждается в публикациях [5, 6].

3. Объект, цель и задачи исследования

В данной публикации, с целью экспериментальной оценки спектра частот собственных колебаний элементов зубчатой передачи и сопоставления его с ранее полученными теоретическими данными [7], приводятся

результаты проведенного исследовательского эксперимента, схема которого показана на рис. 1.

Объектом исследования в работе является процесс идентификации частот и амплитуд собственных колебаний элементов механической колебательной системы, на примере одноступенчатой цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи.

Для достижения указанной цели, необходимо разработать инструментальную методику идентификации собственных частот колебаний механической системы, позволяющей решать следующие задачи:

а) в соответствии с ранее разработанной математической моделью динамики зубчатой передачи [7], состоящей из 14-ти линейных дифференциальных уравнений 2-го порядка, описывающих продольно-поперечные и радиальные колебания ее элементов в различных плоскостях, схема эксперимента должна обеспечивать наблюдение во временной области следующих колебаний исследуемой механической системы:

- $\varphi, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – крутильных (радиальных) колебаний зубчатых колес и участков валов двигатель-зубчатое колесо, и зубчатое колесо-приводной механизм соответственно;
- $\psi_1^y, \psi_1^z, \psi_2^y, \psi_2^z$ – радиальных колебаний зубчатых колес вокруг осей y и z ;
- x_1, x_2, y_1, y_2 – продольных колебаний валов по осям x и y ;

б) регистрация колебаний в частотной области должна осуществляться визуально в диапазоне рабочих частот, с возможностью выделения отдельных спектральных линий и измерения их амплитуды;

в) методика эксперимента должна предусматривать фиксацию полученного амплитудно-частотного спектра колебаний элементов зубчатой передачи в цифровом виде в памяти ПК, с возможностью его дальнейшей программно-алгоритмической обработки, коррекции и уточнения.

Разработанная с учетом этих требований схема экспериментальной установки для инструментальной идентификации собственных частот колебаний зубчатой передачи, изображена на рис. 1.

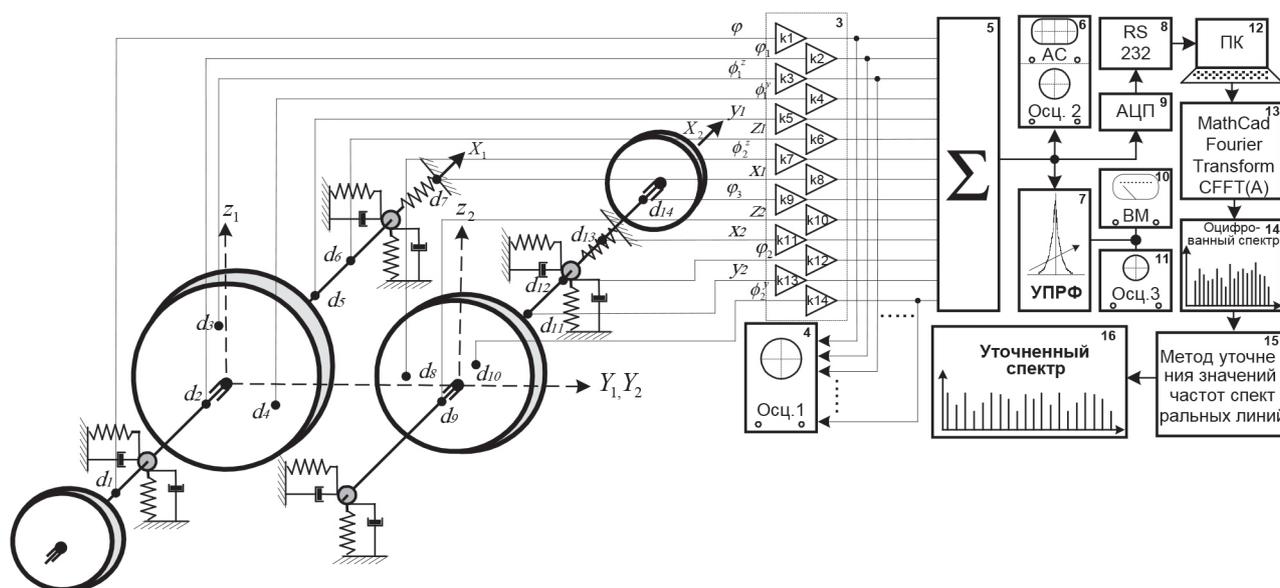


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для инструментальной идентификации амплитудно-частотного спектра собственных колебаний механической системы

4. Материалы и методы исследования спектра собственных частот колебаний механической системы

4.1. Исследуемая установка, приборы, оборудование и методы применявшиеся в эксперименте. В состав экспериментальной установки входят следующие приборы, стандартное оборудование и программное обеспечение:

1. Исследуемая одноступенчатая цилиндрическая косозубая эвольвентная зубчатая передача стандартного типа Ц1У-100, с передаточным числом $z = 2,22$, номинальным крутящим моментом на валу 315 Нм, шириной колес 10 мм, углом зацепления $\alpha = 20^\circ$, выполненными согласно 7-й степени точности по ГОСТ 1643-81, массой 27 кг. Числовые значения основных инерционно-упругих, демпфирующих, конструкционных, геометрических и динамических параметров передачи приведены в табл. 1.

Таблица 1

Числовые значения основных параметров зубчатой передачи

Параметр зубчатой передачи	Числовое значение
Модуль зуба	$m = 2,5$ мм
Числа зубьев колес	$Z_1 = 49, Z_2 = 109$
Радиусы делительных окружностей	$r_{b1} = 0,0612$ м; $r_{b2} = 0,1362$ м
Массы зубчатых колес	$M_1 = 8$ кг; $M_2 = 20,305$ кг
Моменты инерции зубчатых колес относительно оси X	$J_{x1} = 0,1539$ кг·м ² ; $J_{x2} = 0,1919$ кг·м ²
Моменты инерции зубчатых колес относительно оси Y	$J_{y1} = 0,1196$ кг·м ² ; $J_{y2} = 0,1081$ кг·м ²
Моменты инерции зубчатых колес относительно оси Z	$J_{z1} = 0,1196$ кг·м ² ; $J_{z2} = 0,1081$ кг·м ²
Момент инерции нагрузки	$J = 0,5$ кг·м ²

2. $d_1...d_{14}$ – система тензометрических датчиков деформации на основе тензорезисторов типа ФКПА-10-70, с параметрами: коэффициент тензочувствительности $\gamma = 2,2$; начальное сопротивление при 20 °С, $R_0 = 205$ Ом; база $L = 28$ мм; ширина чувствительной зоны $b = 2$ мм.

3. Измерительные балансные мосты с усилителями сигналов датчиков (k_1-k_{14}), реализованных по типовой схеме [9]. С измерительных балансных мостов, сигналы датчиков поступают на входы усилительно-согласующих блоков, представляющих собой стандартную конфигурацию измерительных усилителей [9], с коэффициентом усиления $K_n = 10$.

4. 4-х канальный осциллограф АК ИП-4119/4, для регистрации и отображения 4-х осциллограмм, зарегистрированных датчиками колебаний элементов зубчатой передачи.

5. Сумматор сигналов, обеспечивающий получение на выходе взвешенной суммы 14-ти входных сигналов колебаний зафиксированных датчиками.

6. Анализатор спектра типа GSP-7930, обеспечивающий визуальное наблюдение суммарного сигнала на выходе сумматора.

7. УПРФ – узкополосный перестраиваемый резонансный фильтр, обеспечивающий выделение из шумоподобного сигнала на выходе сумматора спектральных линий, соответствующих собственным частотам колеба-

ний зубчатой передачи. Фильтр реализован по схеме [9], и особенностей не имеет.

8. Стандартный преобразователь интерфейса типа RS-232 для обеспечения возможности соединения с ПК [10].

9. Типовой аналого-цифровой 12-разрядный преобразователь.

10. Электронный вольтметр для измерения амплитуд спектральных линий, выделенных резонансным фильтром.

11. Цифровой одноканальный осциллограф для визуального отслеживания амплитудных значений выделенных спектральных линий со встроенным частотомером с диапазоном 0–50 МГц.

12. Персональный компьютер (Notebook), данные в который поступают в последовательном коде, средствами стандартного интерфейса RS-232.

13. Универсальная интегрированная среда математических расчетов Mathcad 11, стандартная функция CFFT(A) которой реализует спектральный анализ полученной числовой последовательности путем Фурье-преобразования (Fourier Transform), где A – входной числовой массив данных [11].

14. Результат работы функции CFFT(A) – оцифрованный спектр собственных частот и форм колебаний исследуемой механической системы, построенный средствами Mathcad [11].

15. Алгоритм обработки первичных данных, реализующий метод фильтрации значений частот спектральных линий, предназначенный для получения уточненного спектра [12].

16. Полученный уточненный спектр, на основе метода фильтрации и интегрального вейвлет-преобразования [12].

4.2. Методика определения исследуемых параметров.

Предложенная методика измерений позволяет непосредственно определять основные собственные частоты колебаний исследуемого механизма, то есть проводить прямую инструментальную идентификацию механических колебательных систем. Методические подходы определения собственных частот обрабатывались на стенде с разомкнутым силовым контуром для испытания зубчатых передач, в состав которого входят двигатель постоянного тока с плавно регулируемой скоростью вращения, испытываемая кинематическая пара с установленными зубчатыми колесами, и электромагнитный тормоз.

На первом этапе исследований был проведен кинематический анализ зубчатой передачи, состоящий в определении угловых (линейных) скоростей либо частот колебаний отдельных звеньев механизма, зависимо от частоты вращения приводного двигателя. В рамках первого этапа проведено две серии испытаний для двух различных частот вращения приводного двигателя ($n_1 = 704$ об/мин, и $n_2 = 1148$ об/мин), без воздействия внешней нагрузки ($M_H = 0$).

5. Результаты исследования амплитудно-частотного спектра собственных колебаний механической системы

Вибрационные спектры исследуемых колебаний механической системы в частотной области для двух различных режимов работы зафиксированных анализатором спектра (6), изображены соответственно на рис. 2 и рис. 3.

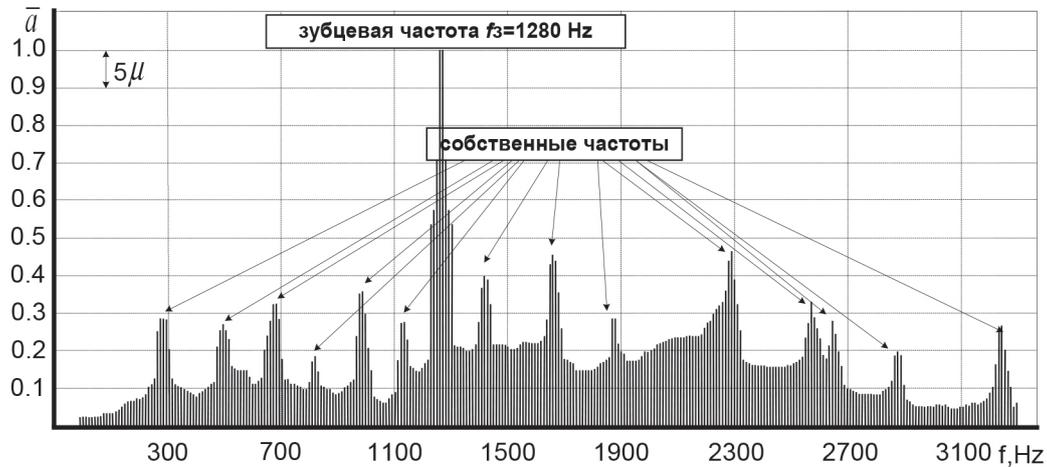


Рис. 2. Виброспектр механической системы при частоте вращения $n_1 = 704$ об/мин

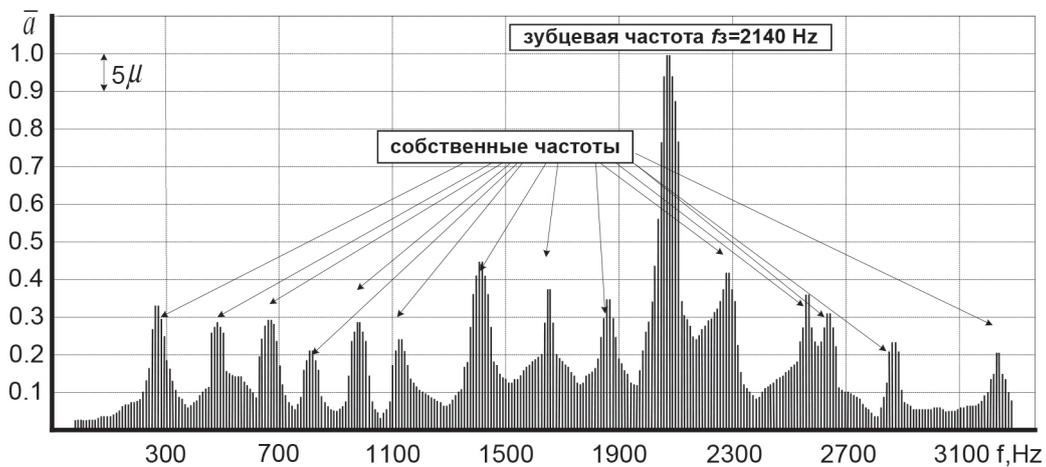


Рис. 3. Виброспектр механической системы при частоте вращения $n_2 = 1148$ об/мин

Амплитуды спектральных линий выделялись с шумоподобного сигнала (рис. 4), действующего на выходе сумматора (5) узкополосным фильтром (7), измерялись вольтметром (10) и визуально отображались осциллографом (11), с одновременной индикацией значения измеренной частоты.

Значения частот выделенных резонансных пиков отсчитывались по шкале прибора с точностью ± 1 Гц, показания вольтметра (10) для каждого значения частоты

соответствующих спектральных линий фиксировались, их значения заносились в сравнительную табл. 2. Табл. 2 отображает, и дает возможность сравнивать значения частот и амплитуд колебаний элементов механической системы для различных режимов вращения вала и нагруженности, полученные в ходе эксперимента, и расчетные (модельные) значения амплитуд и частот (*MOD*), полученные из математической модели [7] с помощью программного комплекса «DINAMIKA» [8].

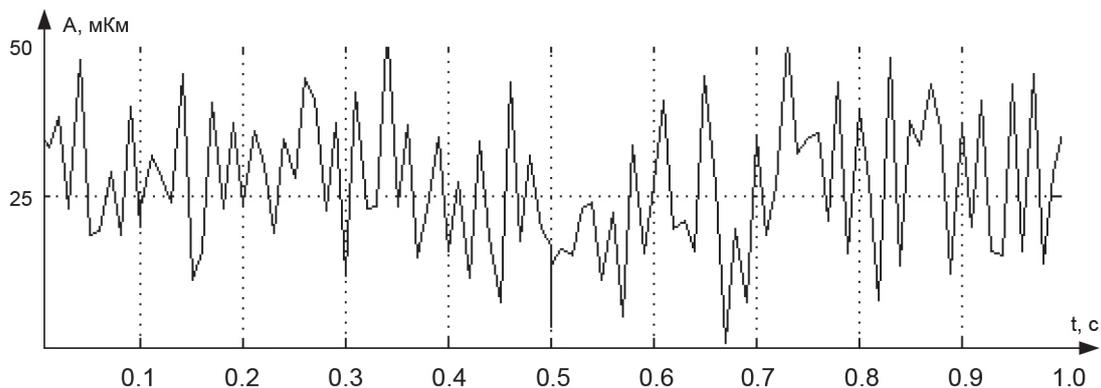


Рис. 4. Форма сигнала на выходе сумматора (5)

Таблица 2

Сравнительная таблица расчетных и экспериментальных значений частот и амплитуд колебаний механической системы для различных режимов статической нагруженности

n (об/мин)	M (Нм)	Частоты и амплитуды собственных колебаний						
		f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7
		A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7
$n = 704$	$M_3 = 0$	305	546	630	1052	1080	1290	1685
		0,28	0,26	0,33	0,19	0,37	0,28	0,4
$n = 1148$	$M_3 = 0$	305	546	630	1052	1080	1290	1685
		0,33	0,28	0,29	0,21	0,28	0,25	0,43
$n = 1148$	$M_3 = 5$	305	546	630	1052	1080	1290	1685
		0,16	0,14	0,15	0,11	0,14	0,12	0,22
MOD		291	539	642	1040	1075	1312	1712
		0,3	0,25	0,3	0,2	0,3	0,26	0,45
n (об/мин)	M (Нм)	Частоты и амплитуды собственных колебаний						
		f_8	f_9	f_{10}	f_{11}	f_{12}	f_{13}	f_{14}
		A_8	A_9	A_{10}	A_{11}	A_{12}	A_{13}	A_{14}
$n = 704$	$M_3 = 0$	2047	2170	2680	2860	2897	3340	3560
		0,46	0,29	0,48	0,35	0,29	0,2	0,27
$n = 1148$	$M_3 = 0$	2047	2170	2680	2860	2897	3340	3560
		0,38	0,34	0,42	0,36	0,31	0,22	0,2
$n = 1148$	$M_3 = 5$	2047	2170	2680	2860	2897	3340	3560
		0,19	0,17	0,21	0,18	0,15	0,11	0,1
MOD		2034	2167	2659	2873	2888	3329	3585
		0,4	0,32	0,45	0,33	0,3	0,25	0,25

На втором этапе исследований, получены осциллограммы колебаний во временной области, зафиксированные 4-х канальным осциллографом (4) для крутильных колебаний входного вала (φ_1), крутильных колебаний шестерни вокруг оси z (φ_2^z), поперечных колебаний выходного вала в плоскости y (y_1), и линейных осевых колебаний входного вала по оси x (x_1), приведены на рис. 5, б. На рис. 5, а изображены графики аналогичных колебаний, полученные расчетным путем.

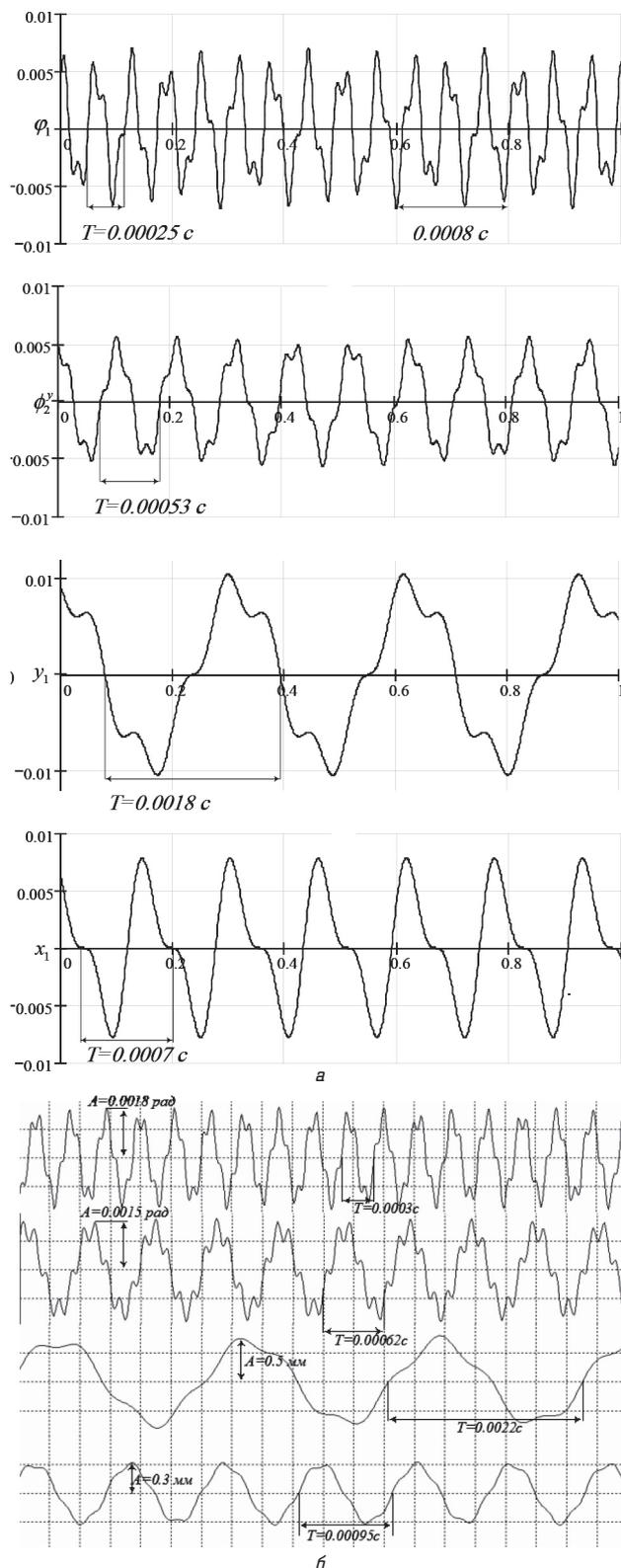


Рис. 5. Осциллограммы расчетных (а) и экспериментальных (б) колебаний

6. Обсуждение результатов разработки и применения способа инструментальной идентификации собственных колебаний механической системы

Преимуществом предложенного способа инструментальной идентификации собственных частот колебаний

механической системы, по сравнению с использованными ранее [2], можно считать наличие в схеме эксперимента узкополосного перестраиваемого высокодобротного резонансного фильтра (УПВРФ). Его наличие дает возможность точнее определять значения частот основных резонансов, а оптимально выбранное значение постоянной времени позволяет отделить их от случайных выбросов шумоподобного сигнала (рис. 4).

Достоинством предложенной схемы эксперимента является также возможность одновременного наблюдения осциллограмм нескольких колебаний во временной области, однако ограниченное их число (4), несколько сужает возможности исследования, что можно считать недостатком предложенной схемы эксперимента. Дальнейшее усовершенствование схемы эксперимента предполагается проводить в направлении наращивания количества одновременно наблюдаемых колебаний, путем разработки соответствующих коммутирующих устройств. Другое направление улучшения аппаратной части схемы эксперимента состоит в применении более современных версий преобразователя интерфейса и аналого-цифрового преобразователя, с целью увеличения быстродействия схемы, и повышения точности получаемого оцифрованного спектра.

Предложенная схема эксперимента может применяться для инструментальной идентификации собственных частот колебаний любой механической системы, с возможностью получения амплитудно-частотных спектров во временной и частотной областях, с достаточной для практики точностью. Полученные информационные частоты обладают большой диагностической ценностью при определении технического состояния механических приводов по их виброакустическим характеристикам.

7. Выводы

В результате проведенных исследований установлено следующее:

- экспериментально полученные виброспектры имеют структуру, аналогичную спектрам, полученным расчетным путем. Под структурой спектра имеется в виду общее расположение линий спектра на частотной оси, и их амплитудное распределение;
- существенным отличием экспериментального спектра от расчетного, есть появление новой спектральной линии, соответствующей вынужденным колебаниям зубцовой частоты с ожидаемым значением $f_3 = n \cdot z_2 / 60$, и амплитудой, превышающей амплитуды остальных частот;
- при изменении скорости вращения входного вала, пики вибраций на вынужденных частотах (f_3), смещаются на частотной оси, а собственные частоты механической системы (305, 564, ..., 3340, 3560 Гц) остаются на своих местах этой оси, изменяются лишь их амплитуды (рис. 2, рис. 3);
- основной вклад в спектр вибраций механической системы вносят зубцовые частоты и их гармоники, поскольку для режима $n_1 = 704$ об/мин, соотношение амплитуд наиболее интенсивной спектральной линии собственной частоты (f_{10}) и зубцовой (f_3), составляет $f_3/f_{10} = 2,08$; а для режима $n_2 = 1148$ об/мин, несколько большее значение — $f_3/f_7 = 2,32$;
- лучшее согласование с теоретическим результатом имеет экспериментальный спектр, полученный для частоты $n_1 = 704$ об/мин, при условии отсутствия внешней нагрузки ($M_H = 0$). Полученное при этом

отклонение расчетных значений резонансных частот от экспериментальных для всех 3-х режимов работы составляет величину 15 %.

Полученный результат подтверждает адекватность построенной математической модели [7], и свидетельствует о хорошем согласовании расчетных и экспериментальных значений, на основании чего можно утверждать, что поставленная в статье цель достигнута.

Литература

1. Диментберг, Ф. М. Вибрации в технике [Текст]: справ. в 6 т. / Ф. М. Диментберг, К. С. Колесников. — М.: Машиностроение, 1980. — Т. 3. — 544 с.
2. Павлов, В. Б. Акустическая диагностика механизмов [Текст] / В. Б. Павлов. — М.: Машиностроение, 1971. — 224 с.
3. Батрак, А. П. Исследование уровня шума станочного гидропривода как показателя качества механической системы [Текст] / А. П. Батрак, Е. М. Щеглов // Технология машиностроения. — 2010. — № 4. — С. 24–26.
4. Qatu, M. S. Vibration of Laminated Shells and Plates [Text] / M. S. Qatu. — Elsevier BV, 2010. — 426 p. doi:10.1016/b978-008044271-6/50002-8
5. Li, H. Rotating Shell Dynamics [Text] / H. Li, K.-Y. Lam, T.-Y. Ng. — Elsevier, 2010. — Vol. 50. — 284 p.
6. Dimarogonas, A. D. Vibration of cracked structures: A state of the art review [Text] / A. D. Dimarogonas // Engineering Fracture Mechanics. — 1996. — Vol. 55, № 5. — P. 831–857. doi:10.1016/0013-7944(94)00175-8
7. Дяченко, П. В. Просторная модель власних частот та форм коливань механічної системи, класу одноступінчастих, евольвентних зубчастих передач [Текст] / П. В. Дяченко // Штучний інтелект. — 2012. — № 1. — С. 54–60.
8. Дяченко, П. В. Разработка структуры инструментальных средств анализа динамики механических систем класса зубчатых передач [Электронный ресурс] / П. В. Дяченко // Электронный научный журнал «Инженерный вестник Дона». — 2013. — № 4. — Режим доступа: \www/URL: http://ivdon.ru/magazine/archive/n4y2013/2004
9. Хоровиц, П. Искусство схемотехники [Текст]: пер. с англ.; в 3-х т. / П. Хоровиц, У. Хилл. — 4-е изд. перераб. и доп. — М.: Мир, 1993. — Т. 3. — 397 с.
10. Болл, С. Р. Аналоговые интерфейсы микроконтроллеров [Текст] / С. Р. Болл. — Додэка XXI, 2007. — 360 с.
11. Mathcad Single User License [Electronic resource]. — Available at: \www/URL: http://www.ptc.com/appserver/mkt/products/resource/mathcad.jsp
12. Макс, Ж. Методы и техника обработки сигналов при физических измерениях [Текст]: пер. с фр.; в 2-х т. / Ж. Макс. — М.: Мир, 1983. — Т. 2. — 312 с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ВЕРИФІКАЦІЯ ДОСТОВІРНОСТІ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ КОЛИВАЛЬНИХ СИСТЕМ

Проаналізовано існуючі методики інструментальної ідентифікації власних частот коливань механічних систем. На основі проведеного аналізу, розроблено схему експериментальної установки для отримання, дослідження та обробки спектру частот власних коливань механічної системи у часовій і частотній областях. Проведено порівняльний аналіз отриманих спектрів з розрахунковими, чим підтверджено адекватність розробленої раніше математичної моделі динаміки механічної системи.

Ключові слова: математична модель, вібраційний спектр, частотна область, коливальна система, зубчаста передача.

Дяченко Петро Васильевич, кандидат технічних наук, доцент, кафедра комп'ютерних наук та інформаційних технологій управління, Черкаський державний технологічний університет, Україна, e-mail: dpv-orion@yandex.ru.

Дяченко Петро Васильевич, кандидат технічних наук, доцент, кафедра комп'ютерних наук та інформаційних технологій управління, Черкаський державний технологічний університет, Україна.

Dyachenko Petr, Cherkasy State Technological University, Ukraine, e-mail: dpv-orion@yandex.ru