

УДК 620.178.53:681.2

УСТАНОВКА ДЛЯ КАЛІБРУВАННЯ ВІБРОСЕНСОРІВ НА ОСНОВІ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

Войченко Г. І., Клесовець С. І.

Київський національний університет технологій і дизайну

Мета. Дослідження одного з напрямів удосконалення установки для 74 повірки вібросенсорів.

Методика. Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму (КШМ), визначення аналітичного рівняння руху та його моделювання в середовищі програми MathCAD.

Результати. Запропонована установка для генерації вібрацій гармонічного характеру з нормованими метрологічними характеристиками, запропонована структурна схема вібровимірювальної установки з залученням апаратних і програмних засобів інформаційних технологій з можливістю автоматизації вібровимірювань.

Наукова новизна. Оцінка похибки апроксимації складного руху предметного столика КШМ гармонічною функцією.

Практична значимість. Досліджена установка може знайти застосування при калібруванні вібросенсорів.

Ключові слова: вібрація, вібросенсор, кінематичний розрахунок, кривошипно-шатунний механізм, гармонічна апроксимація

Експлуатація різноманітних технічних засобів на сучасному етапі супроводжується дією на них вібрацій [6-9, 11, 12]. В першу чергу це стосується рухомого складу транспорту, а також складних виробів машинобудування, які працюють в напруженому режимі (турбіни, двигуни, електрогенератори, атомні або хімічні реактори та ін.). Дія вібрацій спричиняє виникненню додаткових механічних напруг в елементах конструкцій, що скорочує строк їх служби. При несприятливих умовах можливі резонансні явища у технічних об'єктах з подальшим їх руйнуванням, що тягне за собою економічні збитки та виникнення аварійних ситуацій [7]. Внаслідок зношування технічних засобів в процесі їх експлуатації збільшуються зазори між їх рухомими частинами, виникає додаткова незрівноваженість рухомих частин. В таких випадках інтенсивність вібрацій наростає з часом експлуатації подібних засобів. На цей час існують спроби прогнозування часу безпечної роботи технічних об'єктів шляхом моніторингу вібрацій в них. Методи і засоби віброметрії суттєво унормовані, про що свідчить кількість вітчизняних і міжнародних стандартів, що стосуються їх [1-5].

Сенсори є одним з ключових елементів систем вібровимірювання і контролю вібрацій. Значною мірою саме вони визначають технічні і метрологічні показники

вібровимірювального обладнання в цілому. Тому дослідження методів та засобів повірки вібросенсорів є актуальною задачею [6, 15, 16, 17].

В якості джерел вібрації з нормованими показниками служать здебільшого електродинамічні стенди для випробувань різних технічних виробів відповідального призначення на стійкість до дії вібрації. Такі стенди здатні відтворювати вібрації з заданими значеннями по амплітуді, частоті, спектральному складу [8].

Але такі стенди мають недостатню точність відтворення параметрів вібрації для того, щоб їх можна було б використовувати для цілей калібрування вібросенсорів. Крім того, ефективність електродинамічних сенсорів знижується в області нижніх частот їх робочого діапазону (<10 Гц) [14].

Постановка завдання

В зв'язку з цим була поставлена задача удосконалення установки для калібрування вібросенсорів за рахунок використання іншого принципу дії, а саме – використання кривошипно-шатунного механізму. Для досягнення постановленої мети необхідно вирішити наступні завдання: провести кінематичний аналіз руху предметного столика КШМ, виявити фактичний закон його руху і по можливості виконати апроксимацію цього закону гармонічною функцією, встановити можливі межі такої апроксимації та її похибки. Також розглянуто можливості використання методів і засобів сучасних інформаційних технологій для автоматизації процесу калібрування вібросенсорів.

Результати дослідження

В роботі для вирішення поставленої задачі використано кривошипно-шатунний механізм з контрольованим електроприводом, що забезпечує нормовану частоту і інтенсивність періодичного вібраційного коливання, наближеного до гармонічного. Виконано кінематичний аналіз руху КШП, на основі його моделі, зображеної на рис. 1.

Точкою O позначена вісь обертання радіуса R (кривошипа), кутом α – його поточне кутове положення. Протилежний кінець радіуса (точка B) виконує рух по колу з заданою кутовою швидкістю $\omega = 2\pi f$ так, що поточний кут повороту $\alpha = \omega t = 2\pi f t$. Шатун AB довжиною $L > R$ в точці B шарнірно з'єднаний з радіусом R . Інший кінець (точка A) шатуна обмежений лінійними напрямними і виконує зворотно-поступальний рух вздовж осі x . Поточне кутове положення шатуна позначене символом β . На рис. 1 показане взаємне положення радіуса і шатуна в різних фазах обертання: фаза 1 ($\alpha = 0^\circ$

по відношенню до осі обертання (точка D на колі)); фаза 2 $\alpha = 90^\circ$; фаза 3 $\alpha = 180^\circ$ (точка C) і так далі.

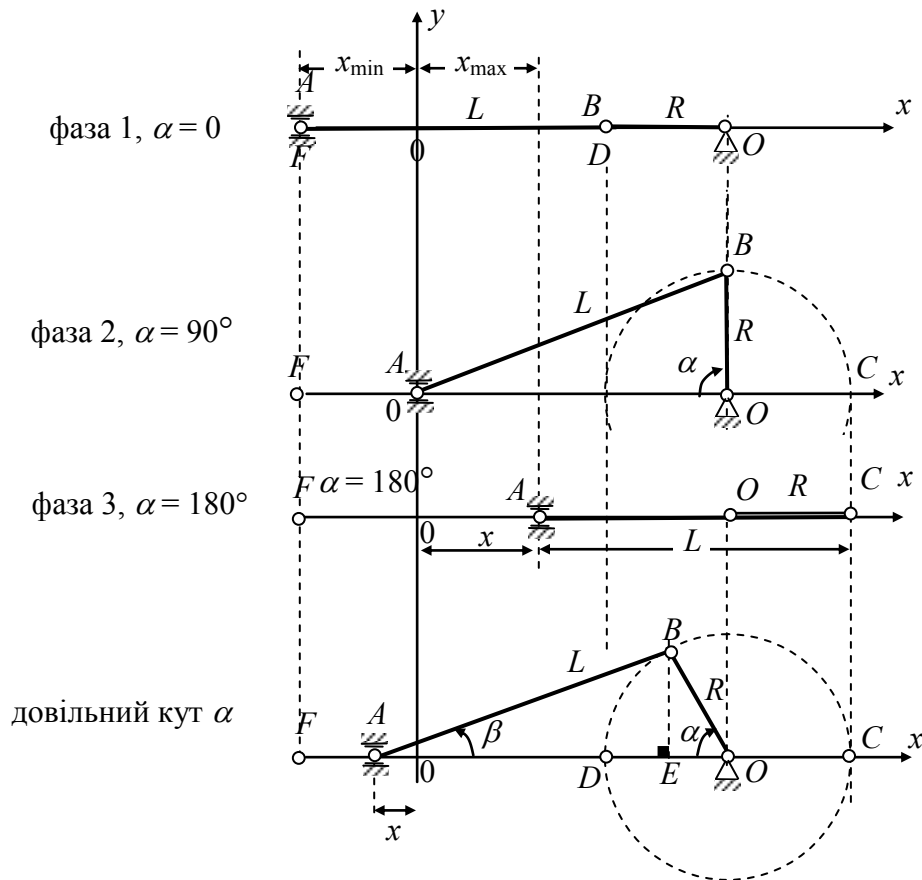


Рис. 1. Розрахункова кінематична схема стенда для калібрування вібросенсорів

Конструкція передбачає, що на шарнірі A , який виконує зворотно-поступальний рух, укріплений предметний столик, на який, в свою чергу, закріплюється вібросенсор, що підлягає випробуванню (калібруванню).

Знайдемо закон руху предметного столика (точка A) при обертанні радіуса R з постійною кутовою швидкістю ω , тобто при $\alpha = \omega t$ [10, 18].

Помістимо початок координат в точку A шатуна при перпендикулярному положенні радіуса R відносно осі x (фаза 2). Тоді координата точки O (осі обертання радіуса) складає

$$x_O = \sqrt{L^2 - R^2}. \quad (1)$$

Для довільного кута α з точки B поточного положення радіуса R , аналогічно до [18, 19] проведемо нормаль до осі x , яка перетинає цю вісь в точці E . З прямокутних

трикутників OBE і ABE отримаємо

$$OE = R \cos \alpha; AE = L \cos \beta, \quad (2)$$

звідки в загальному випадку координата предметного столика (точка A):

$$\begin{aligned} x &= x_O - AE - EO = \sqrt{L^2 - R^2} - L \cos \beta - R \cos \alpha = \\ &= L \left[\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2} - \cos \beta - \frac{R}{L} \cos \alpha \right] = L \left[\sqrt{1 - \lambda^2} - \cos \beta - \lambda \cos \alpha \right], \end{aligned} \quad (3)$$

де $\lambda = \frac{R}{L}$ – співвідношення між розмірами радіуса і шатуна. З міркувань фізичної реалізації витікає, що змінна λ дійсна в межах $0 < \lambda < 1$. Після ряду перетворень вираз (3) приведемо до виду:

$$x = L \left[\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2} - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \alpha} - \frac{R}{L} \cos \alpha \right] = L \left[\sqrt{1 - \lambda^2} - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} - \lambda \cos \alpha \right].$$

Для більшого узагальнення аналізу введемо безрозмірну змінну $\xi = x/L$ зворотно-поступального переміщення точки A шатуна (рис. 1) відносно його довжини L . Тоді останнє рівняння набуває вигляду:

$$\xi(\alpha, \lambda) = \sqrt{1 - \lambda^2} - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} - \lambda \cos \alpha. \quad (4)$$

Проаналізуємо вираз (4). Він має три складових. Перша складова $\sqrt{1 - \lambda^2}$ – константа відносно кута α обертання кривошипа. Вона введена в формулу з метою забезпечення нульової сталої складової у коливанні $\xi(\alpha, \lambda)$. Залежність $\sqrt{1 - \lambda^2}$ показана на рис. 2. Видно, що при практичних значеннях $0 < \lambda < 0,7$ ця складова змінюється в межах близько 25%.

Третя складова ($-\lambda \cos \alpha$) відображає гармонічну складову коливного руху предметного столика установки. Це основна частина у виразі (4), вона має найбільший практичний інтерес, тому, що бажано, щоб аналітичний вираз закону цього руху був би максимально простий. Реалізація цієї вимоги дозволяє спростити інженерні розрахунки

і проектування установки. Слід відзначити, що гармонічна стала зменшується зі спадом λ . Таким чином, вимоги щодо співвідношення λ між розмірами радіуса кривошипа і шатуна на практиці є суперечливими: з одного боку з метою збільшення амплітуди коливання робочого стола слід збільшувати λ , але для наближення форми коливання стола до гармонічного – навпаки.

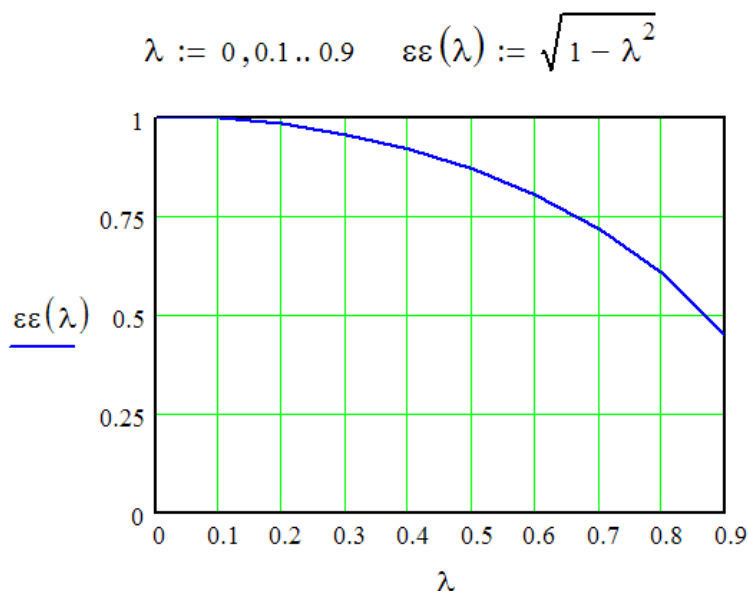


Рис. 2. Залежність складової $\sqrt{1 - \lambda^2}$ функції $\xi(\alpha, \lambda)$ від λ

Друга складова ($-\sqrt{1 - \lambda^2} \sin^2 \alpha$) має більш складну структуру. Як показав аналіз та розрахунки, виконані в середовищі програми MathCAD, вона містить додаткову сталу складову $\left(-1 + \frac{1}{4} \lambda^2\right)$ відносно від кута α обертання кривошипа і гармонічну складову $\left(-\frac{1}{4} \lambda^2 \cos 2\alpha\right)$ з подвоєною частотою.

Якщо у виразі (4) вилучити гармонічну складову $\lambda \cos \alpha$, то решта цього виразу буде являти собою власне похибку гармонічної апроксимації точного виразу (4):

$$\xi_4(\alpha, \lambda) = \xi(\alpha, \lambda) - \lambda \cos \alpha = \sqrt{1 - \lambda^2} - \sqrt{1 - \lambda^2} \sin^2 \alpha. \quad (5)$$

На рис. 3 показані результати розрахунку відносної похибки $\xi_4(\alpha, \lambda)$ відхилення функції руху предметного столика від гармонічного закону, або похибки апроксимації при різних значеннях параметра λ . На двох останніх фрагментах рис. 3 при $\lambda = 0,9$ та

$\lambda = 0,99$ також зображена точна функція руху предметного столика $\xi(\alpha, \lambda)$ згідно з (4).

Аналіз рисунка показує, що похибка $\mathcal{A}(\alpha, \lambda)$ має періодичний характер, її частота вдвічі більша від частоти обертання колінчастого вала установки. Ця похибка набуває максимального значення при куті повороту $\alpha = 0$. Обчислимо максимальне значення похибки гармонічної апроксимації, підставивши у вираз (5) $\alpha = 0$. Одержимо $\varepsilon_{4_{max}}(\lambda) = \sqrt{1 - \lambda^2} - 1$. Звідси виходить, що вже при $\lambda > 0,4$ похибки гармонічної апроксимації виразу (4) перевищує 0,1 або 10%. Тому при точних випробуваннях вібросенсорів слід користуватися точною формулою (4), а апроксимацією $-\lambda \cos \alpha$ – при випробуваннях з похибкою (3...10) %. Відхилення руху предметного столика від гармонічного при відношенні $\lambda = R/L > 0,8$ можна спостерігати навіть візуально на рис. 3.

Визначимо характер зміни прискорень предметного столика у часі, зокрема їх максимальне амплітудне значення. Маючи закон зміни у часі лінійної координати предметного столика (формула (4)), функцію зміни прискорень можна знайти як другу похідну вказаного закону і за допомогою пакета MathCAD провести відповідний численний аналіз.

Виразимо у рівнянні (4) поточний кут повороту радіуса кривошипа α через кутову швидкість його обертання $\alpha = \omega t$ і диференціюючи двічі (4) по t , отримаємо закон зміни прискорення предметного столика:

$$\xi_2(\omega, \lambda, t) = -\frac{\lambda^2 \omega^2}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}} \cos 2\omega t - \frac{\lambda^3 \omega^2}{4(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t})^3} \cdot \sin^2 2\omega t. \quad (6)$$

Аналізуючи вираз (6), можна зазначити, що при малих значеннях параметра $\lambda < 0,5$ величина $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}$ наближається до 1 і нею можна знехтувати з метою спрощення виразу (6), що зручно для практики інженерних розрахунків. З метою оцінки допустимості такого спрощення вираз (6) та швидкість руху були обчислені в середовищі MathCAD. Результати обчислень наведені на рис. 4 і рис. 5.

Аналіз часових діаграм на рис. 4 і рис. 5 показує, що, дійсно, при малих значеннях λ наближена формула настільки мало відрізняється від точної, що при $\lambda=0,2$ графіки функцій практично співпадають (рис. 4). Навпаки, при $\lambda=0,8$ різниця між вказаними функціями стає відчутною і це виключає можливість використання наближеної формули при значеннях λ , що наближаються до 1.

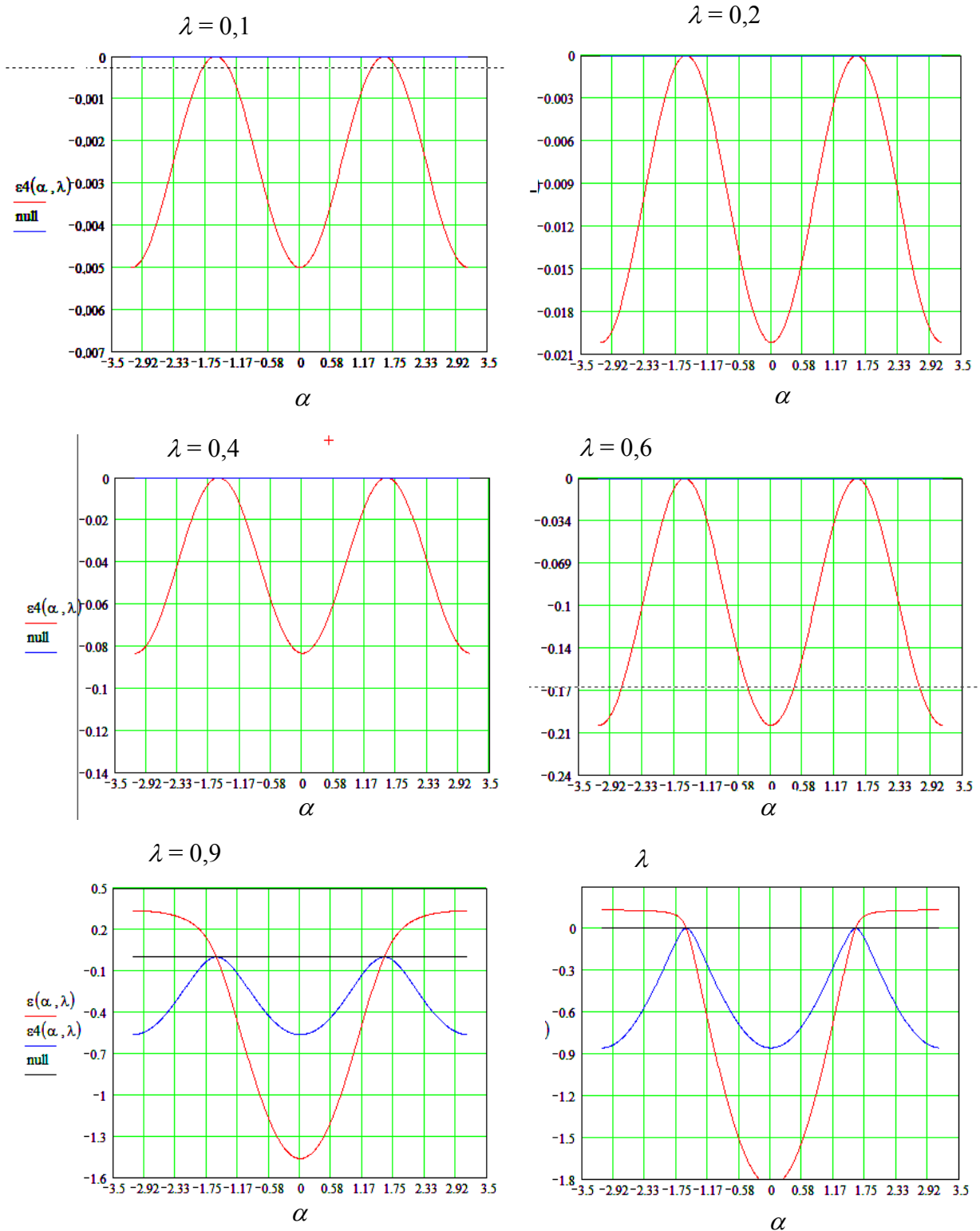


Рис. 3. Залежність похибки $\xi_4(\alpha, \lambda) = \sqrt{1 - \lambda^2} - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$ апроксимації від α при відношенні радіуса R кривошипа до довжини L шатуна $\lambda=0,1; 0,2; \dots; 0,99$

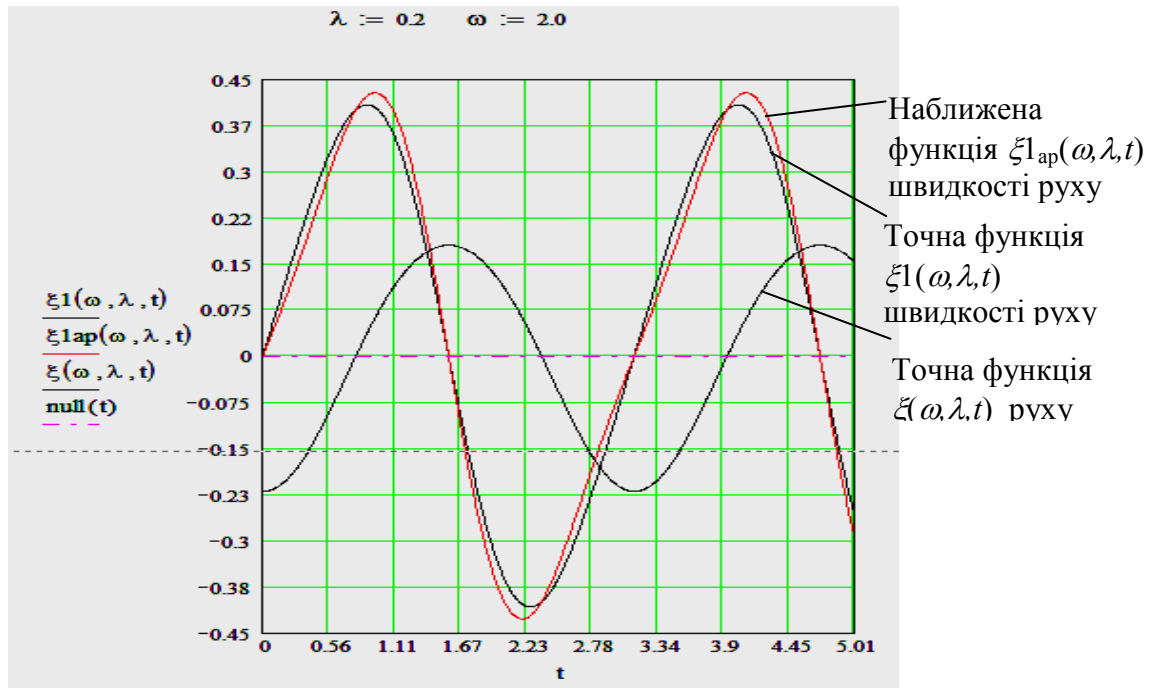


Рис. 4. Залежності координати $\xi(\omega, \lambda, t)$ робочого стола та його швидкості за точною формулою $\xi_1(\omega, \lambda, t)$ і за наближеною формулою $\xi_{1ap}(\omega, \lambda, t)$ від часу

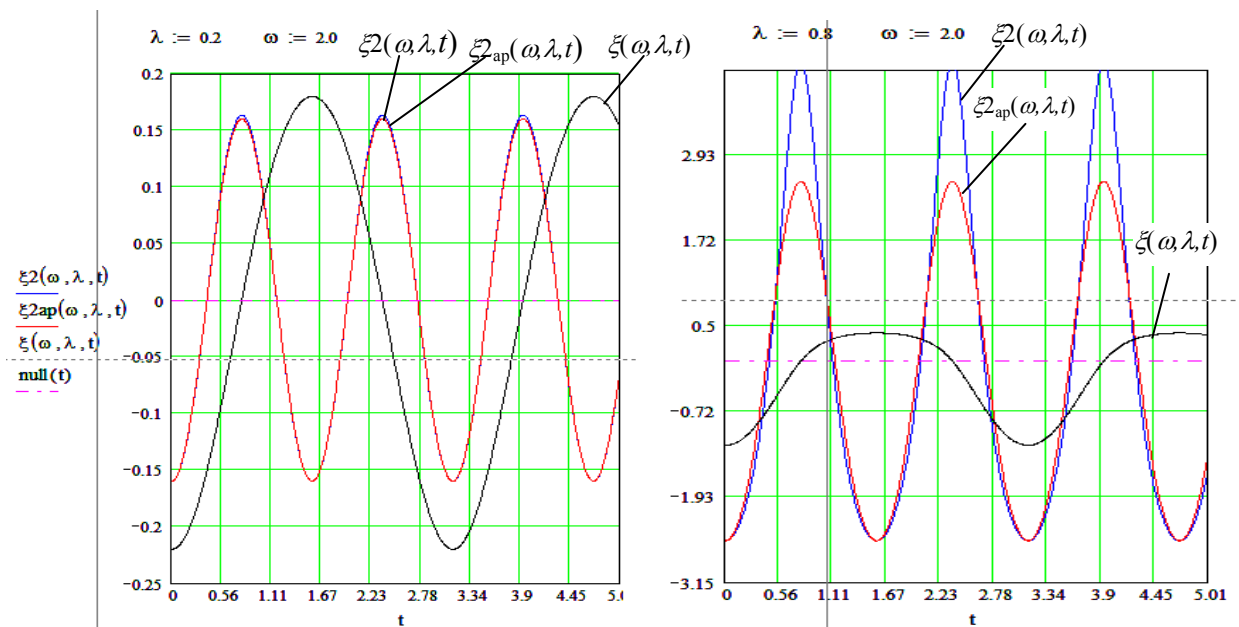


Рис. 5. Залежності координати $\xi(\omega, \lambda, t)$ робочого стола та його прискорення за точною формулою $\xi_2(\omega, \lambda, t)$ і за наближеною формулою $\xi_{2ap}(\omega, \lambda, t)$ від часу

Пропонується конструкція установки для калібрування вібросенсорів, в якій враховано описані вище результати. Конструкція базується на основі кривошипно-шатунного механізму, який приводиться в рух від привідного електричного двигуна. На його валу укріплений диск з ексцентрично розміщеним валом. Така конструкція виконує роль кривошипа. До вала кривошипа під'єднаний шатун, другий кінець якого теж має шарнір, за допомогою якого шатун рухомо підключений до робочого столика. Останній за допомогою напрямних має тільки одну ступінь свободи – лінійне переміщення $x(t)$. На столику можуть укріплюватися вібросенсори, які підлягають калібруванню та інші необхідні елементи.

Оскільки в даній установці нормованою величиною є прискорення предметного столика, а воно є похідною від швидкості обертання вала привідного двигуна, то вимоги до стабільності цієї швидкості підвищені. Реалізувати такі вимоги можна за допомогою введення до складу установки системи управління швидкістю обертання вала двигуна. До складу цієї системи входять тахометр, енкодер, пристрій ПЗОД збору та обробки даних і персональний комп'ютер ПК. Пристрій ПЗОД для двостороннього обміну даними і командами підключається до ПК через стандартний інтерфейс USB.

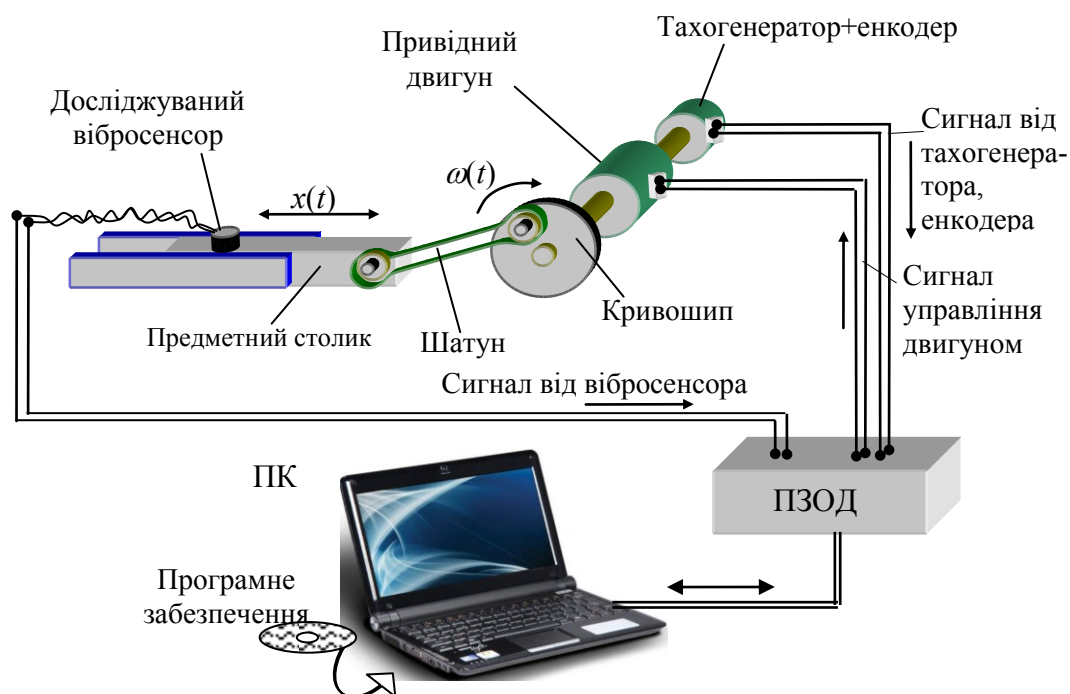


Рис. 6. Функціональна схема установки для калібрування вібросенсорів

Для роботи установки служить спеціальна програма, яка завантажується в пам'ять ПК і запускається на виконання. Програма подає команду управління живленням двигуна. Для цього ПЗОД має у своєму складі блок керування двигуном з широтно-імпульсною модуляцією (ШІМ). Цей блок постійно порівнює поточну швидкість обертання валу двигуна з заданою величиною і змінює коефіцієнт модуляції ШІМ так, щоб ця різниця зменшувалась би до прийнятної величини.

Висновки

1. Запропоновано установку на основі кривошипно-шатунного механізму для випробовування вібросенсорів. Проведено її кінематичний розрахунок.
2. З'ясовано, що робочий столик установки виконує періодичний складний рух. Запропоновано апроксимувати реальний закон руху предметного столика синусоїдою. З'ясовані умови, при виконанні яких похибка такої гармонічної апроксимації не буде перевищувати заданого значення.

Список використаних джерел

1. Вибрация, удар и контроль технического состояния. Словарь. ИСО 2041:2009. – [Чинний від 2009-08-01], 2009.
2. Вибрация. Системы измерений вибрации вращающихся валов. Часть 1. Устройство для снятия сигналов относительной и абсолютной вибрации. ГОСТ ИСО 10817-1-2002 [ГОСТ Р ИСО 10817-1-99]. – М. : Стандартинформ, 2007. [Чинний від 2007-11-01]. Введ. 2007-11-01. – 16 с.
3. Вібрація та удар. Словник термінів (ISO 2041:1990) ДСТУ ISO 2041:2007. [Чинний від 2009-07-01]. Введ. 2009-07-01. – 15 с.
4. Вібрація машин з зворотно-поступальним й обертальним рухом. Вимоги до засобів вимірювання. ДСТУ ГОСТ ИСО 2954:2004. (ГОСТ ИСО 2954:97, IDT). [Чинний від 2005-01-01]. Введ. 2005-01-01. – 15 с.
5. ДСТУ ISO 16063-1:2006. Методи калібрування перетворювачів вібрації та удару. Частина 1. Основні положення (ISO 16063-1:2006, IDT). [Чинний від 2006-01-01]. Введ. 2006-01-01. – 20 с.
6. Бекмачев А. МЭМС-гироскопы и акселерометры Silicon Sensing: английские традиции, японские технологии. / А. Бекмачев. // Компоненты и технологии. 2012. – №4. – С. 18-26.

7. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т. / [Ред. совет: Челомей В.Н. (предс.)]. – М. : Машиностроение, 1981. Т.5 Измерения и испытания. – под. ред. М. Д. Генкина, 1981. – 496 с.
8. Вибротрон. Предприятие по разработке и изготовлению устройств виброметрии и вибростендов. [Электронный ресурс]. Режим доступа до ресурсу: <http://www.vibrotron.ru/>
9. Гик Л. Д. Измерение вибраций / Л. Д. Гик. – Новосибирск : Наука, 1972. – 291 с.
10. Гоц А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / А. Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.
11. Дзябенко А. Н. Анализ методов и средств измерения вибрации / А. Н. Дзябенко, А. А. Дзябенко // Метрология. – 2012. – № 1. – С. 405-407.
12. Иориш Ю. И. Виброметрия. Изд. 2-е / Ю. И. Иориш – М. : Машгиз, 1963. – 772 с.
13. Искович-Лотоцкий Р. Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Р. Д. Искович-Лотоцкий и др. – К. : Технік, 1982. – 208 с.
14. Ключев В. В. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2-х кн. Книга 1. Под ред. В. В.Ключева – М. : Машиностроение, . 1978. – 448 с.
15. Левшина Е. С. Электрические измерения физических величин: (Измерительные преобразователи). Учеб. пособие для вузов / Е. С. Левшина, П. В. Новицкий. – Л. : Энергоатомиздат. Ленингр. отделение , 1983. – 320 с., ил.
16. Малов В. В. Пьезорезонансные датчики / В. В. Малов. – М. : 2-е изд., 1989. – 272 с.
17. Лазерні акселерометри. [Электронный ресурс]. Режим доступа до ресурсу: www.keyence.com
18. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров и др.: под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высш. шк., 1995. – 240 с.

References

1. Vybratsyia, udar y kontrol tekhnicheskoho sostoiannya. Slovar. YSO 2041:2009. – [Chynnyi vid 2009-08-01], 2009.

2. Vybratsyia. Systemн yzmerenyi vybratsyy vrashchaiushchyksia valov. Chast 1. Ustroistvo dlia sniatyia syhnalov odnosytelnoi y absoliutnoi vybratsyy. HOST YSO 10817-1-2002 [HOST R YSO 10817-1-99]. – М. : Standartynform, 2007. [Chynnyi vid 2007-11-01]. Vved. 2007-11-01. – 16 s.
3. Vibratsiia ta udar. Slovnyk terminiv (ISO 2041:1990) DSTU ISO 2041:2007. [Chynnyi vid 2009-07-01]. Vved. 2009-07-01. – 15 s.
4. Vibratsiia mashyn z zvorotno-postupalnym y obertalnym rukhom. Vymohy do zasobiv vymiriuvannia. DSTU HOST YSO 2954:2004. (HOST YSO 2954:97, IDT). [Chynnyi vid 2005-01-01]. Vved. 2005-01-01. – 15 s.
5. DSTU ISO 16063-1:2006. Metody kalibruvannia peretvoriuvachiv vibratsii ta udaru. Chastyna 1. Osnovni polozhennia (ISO 16063-1:2006, IDT). [Chynnyi vid 2006-01-01]. Vved. 2006-01-01. – 20 s.
6. Bekmachev A. MEMS-ghyroskopy y akselerometry Silicon Sensing: anhlyiskye tradytsyy, yaponskyye tekhnolohyy. / A. Bekmachev. // Komponenty y tekhnolohyy. 2012. – №4. – S. 18-26.
7. Vybratsyia v tekhnike: Spravochnyk. V 6-ty t. / [Red. covet: Chelomei V.N. (preds.)]. – М. : Mashynostroenye, 1981. T.5 Yzmerenyia y yspytanyia. – pod. red. M. D. Henkyna, 1981. – 496 s.
8. Vibrotрон. Predpriiatye po razrobotke y yzghotovleniyu ustroystv vybrometryy y vybrostendov. [Elektronnyi resurs]. Rezhym dostupu do resursu: <http://www.vibrotрон.ru/>
9. Hyk L. D. Yzmerenye vybratsyi / L. D. Hyk. – Novosybyrsk : Nauka, 1972. – 291 s.
10. Hots A. N. Kynematyka y dynamyka kryvoshypno-shatunnoho mekhanyzma porshnevyykh dvyhateleii: ucheb. posobyе / A. N. Hots; Vladym. hos. un-t. – Vladymyr: Redaktsyonno-yzdatelskyi kompleks VIHU, 2005. – 124 s.
11. Dziabenko A. N. Analyz metodov y sredstv yzmerenyia vybratsyy / A. N. Dziabenko, A. A. Dziabenko // Metrolohyia. – 2012. – № 1. – S. 405-407.
12. Yorysh Yu. Y. Vybrometryia. Yzd. 2-e / Yu. Y. Yorysh – М. : Mashhyz, 1963. – 772 s.
13. Yskovych-Lototskyi R. D. Mashyny vybratsyonnoho y vybroudarnoho deistvyia / R. D. Yskovych-Lototskyi y dr. – K. : Tekhnik, 1982. – 208 s.
14. Kliuev V. V. Prybory y systemy dlia yzmerenyia vybratsyy, shuma y udara: Spravochnyk. V 2-kh kn. Knyha 1. Pod red. V. V. Kliueva – М. : Mashynostroenye, . 1978. – 448 s.

15. Levshyna E. S. Elektrycheskye yzmereniya fizycheskykh velychyn: (Yzmerytelnye preobrazovately). Ucheb. posobyе dlia vuzov / E. S. Levshyna, P. V. Novytskyi. – L. : Enerhoatomyzdat. Lenynhr. otdelenye , 1983. – 320 s., yl.
16. Malov V. V. Pezorezonansnye datchyky / V. V. Malov. – M. : 2-e yzd., 1989. – 272 s.
17. Lazerni akselerometry. [Elektronnyi resurs]. Rezhym dostupu do resursu: www.keyence.com
18. Lukanyin V. N. Dvyhately vnutrenneho shoraniya. Kn. 2. Dynamyka y konstruyrovanye / V. N. Lukanyin, Y. V. Alekseev, M. H. Shatrov y dr.: pod red. V. N. Lukanyina. – M. : Vyssh. shk., 1995. – 240 s.

Установка для калибровки вибродатчиков на основе кривошипно-шатунного механизма

Войченко Г. И., Клесовец С. И.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Исследование одного из направлений совершенствования установки для проверки вибродатчиков.

Методика. Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма (КШМ), определение аналитического уравнения движения и его моделирование в среде программы MathCAD.

Результаты. Предложена установка для генерации вибраций гармонического характера с нормированными метрологическими характеристиками, предложена структурная схема виброизмерительной установки с привлечением аппаратных и программных средств информационных технологий и возможностью автоматизации виброизмерений.

Научная новизна. Оценка погрешности аппроксимации сложного движения предметного столика КШМ гармонической функцией.

Практическая значимость. Исследованная установка может найти применение при калибровке датчиков вибрации.

Ключевые слова: вибрация, датчики вибрации, кинематический расчет, кривошипно-шатунный механизм, гармоническая аппроксимация

Installation for calibration of vibration sensors on the basis of a crank mechanism

Voychenko G. I., Klesovets S. I.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. A study of one of the ways to improve the installation for vibration sensors calibration.

Methodology. Kinematic calculation of the crank mechanism, the analytical determination of the motion equation and its modeling in MathCAD program environment.

Findings. The installation for the generation of harmonic vibrations with normalized metrological characteristics has been proposed, the block diagram of vibration measurement installation with the assistance of hardware and software computer support and the possibility of vibration measurement automation has been fulfilled.

Originality. The estimate of the error of approximation of a complex movement of the crank working table by the harmonic function.

Practical value. The investigated installation can be used during the vibration sensors calibration process.

Keywords: vibration, vibration sensor, kinematic calculation, crank mechanism, harmonic approximation