

УДК 62.523.2:534.1

В.О.ПУШНЯ, канд. техн. наук, С.В.ВЕНЖИК

Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова

КОРЕКЦІЯ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНОГО ВІБРОЗБУДЖУВАЧА ПАРАМЕТРИЧНИМИ ОБЕРНЕНИМИ В'ЯЗЯМИ

Розглядаються частотні характеристики електродинамічного віброзбуджувача і визначається величина їх піків. Наводяться результати випробувань методом скандування частоти нерівності частотних характеристик електродинамічного вібро-збуджувача.

Рассматриваются частотные характеристики электродинамического вибровозбудителя и определяется величина их пиков. Приводятся результаты испытаний методом скандирования частоты неравенства частотных характеристик электродинамического вибровозбудителя.

We consider the frequency response of an electrodynamic vibration exciter and is determined by the magnitude of the peaks. The results of the tests by the chants of the frequency of the frequency characteristics of inequality electrodynamic exciters.

Ключові слова: електродинамічні віброзбуджувачи, вібраційна установка, вібратор, задаючий генератор, автоматичний регулятор рівня вібрації, перетворювач.

Рішення цієї задачі має свій відбиток в роботах [5,6], але розроблене обладнання не влаштовує усім вимогам, які висуває практика випробувань.

Розглянемо обладнання корекції вібраційної установки, яке дає можливість збільшити динамічний діапазон зміни амплітуд вібрацій і збільшення частотного діапазону. Структурна схема вібраційної установки з автоматичним регулятором рівня вібрації дана на рис. 1, де: ЗГ – задаючий генератор; АРП – автоматичний регулятор рівня вібрації; ПП – підсилювач потужності; В – вібратор; ВВ – вироб випробувань; Вим. В – вимірювач вібрацій; Пр – перетворювач.

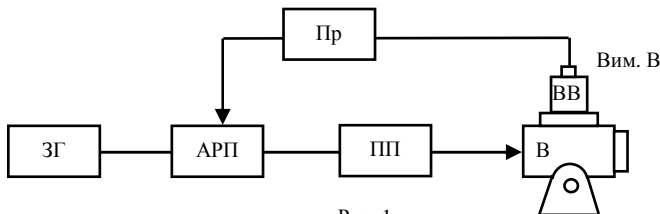


Рис. 1

Проведемо аналіз вібраційної системи випробувань як системи автоматичного керування, описавши властивості кожного елемента відповідною передаточною функцією. Тоді амплітуду параметра вібрації платформи вібратора визначимо як

$$A_y(\omega) = k_{AP\Pi}(\omega, u_{on}) H_{yM}(\omega) H_B(\omega) \cdot u_{3z}. \quad (1)$$

Умови незмінності амплітуди вібрацій платформи вібратора досягається за рахунок зміни коефіцієнта передачі АРП і визначається виразом

$$k_{AP\Pi}(\omega, u_{on}) H_{\Pi\Pi}(\omega) H_B(\omega) = const. \quad (2)$$

Відповідно, сигнал на виході установки, діє через ланку оберненої в'язі не на вхідний сигнал, а на параметр автоматичного регулювання підсилення (АРП), забезпечуючи виконання цієї умови, а введення оберненої в'язі є параметричною. Наявність в ланці параметричної в'язі відносить досліджену установку до нелінійних задач автоматичного керування. Отже при розгляді вхідного сигналу u_{3z} заданого вигляду $u_o \sin \omega(t)t$ є нелінійністю, яка визначається параметричним характером оберненої в'язі, якою можемо знехтувати [2]. Таким чином, при лінійній регулюючій характеристиці досліджену систему можемо віднести до класу лінійних систем.

Передаточну функцію вібраційної установки відповідної структурної схеми (рис. 2) запишемо у вигляді

$$W_{BY}(p) = \frac{k_{AP\Pi}(p, u_o) W_1(p)}{1 + k_{AP\Pi}(p, u_{o,ob}) W_1(p) W_{\Pi,CB}(p)}, \quad (3)$$

де
$$W_1(p) = W_{\Pi\Pi}(p) W_B(p) W_{BB}(p);$$

$$W_{\Pi,CB}(p) = W_B(p) W_{\Pi}(p) W_{BB}(p) W_{Bum.}(p).$$

Дослідження стійкості вібраційної установки, відповідно (3), виконано в [3], де показано, що система стійка, але основний елемент, який впливає на стійкість і визначає якість регулювання є АРП. Звідси впливає основне припущення, яке необхідне при проектуванні АРП, що амплітудні і регулюючі характеристики є лінійні. На практиці рекомендується регулюючу характеристику підсилювача системи регулювання вибирати щоб при невеликій зміні напруги управління отримувати велику зміну коефіцієнта підсилення [4]. Тобто для системи регулювання доцільно вибирати підсилювач з логарифмічною характеристикою:

$$D = 20 \lg \frac{k_{\max}}{k_{\min}}, \quad (4)$$

де k_{\max}, k_{\min} – максимальне і мінімальне значення коефіцієнта підсилення АРП відповідно.

Для ефективної роботи вібраційної установки з блоком автоматичного керування рівня вібрації повинна виконуватися рівність (2) і як наслідок відповідати умові (рис. 2)

$$20 \lg \frac{k_{\max}}{k_{\min}} \geq 40 \lg \frac{a_{\max}}{a_{\min}}, \quad (5)$$

де $40 \lg \frac{a_{\max}}{a_{\min}}$ – динамічний діапазон зміни амплітуди параметра вібрації платформи віброзбуджувача. АРП є практично безінерційна ланка, тому коефіцієнт передачі з достатньою точністю подамо у вигляді

$$k_{АРП}(u_{o,св}) = k_{\max} - k_n(u_{обр.св}), \quad (6)$$

де k_{\max} – максимальний коефіцієнт підсилення; k_n – коефіцієнт нахилу характеристики.

Для розширення діапазону регулювання використовують декілька включених послідовно регулюючих каскадів з паралельним управлінням.

Розглянемо ланку оборотної в'язі (рис. 2). Вимоги, що пред'явлені до елементів ланки – безінерційність, заданий коефіцієнт передачі, лінійне випрямлення сигналу і згладжування його щоб не допустити можливість модуляції вхідного сигналу. Стала часу ланки оберотної в'язі визначається як стала часу випрямлювача і перестроюваного згладжуючого фільтра – $\tau_{экв}$. Тоді стала часу перехідного процесу ланки регулювання τ_p , що визвано зміною амплітуди параметра вібрації, визначимо виразом

$$\tau_p = \frac{\tau_{экв}}{1 + k_{обр.св}}. \quad (7)$$

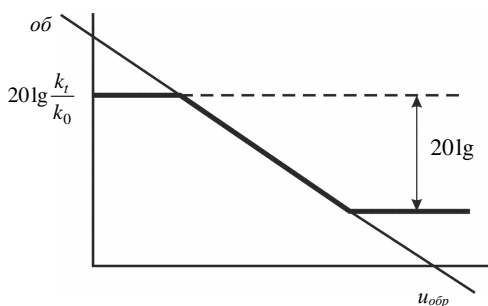


Рис. 2

Отже, швидкість регулювання визначає з якою швидкістю зміна параметра вібрації прямує до стаціонарного значення і має вигляд

$$V_R = \frac{20 \lg \left| \frac{A_0(t_2) - A_{0,\infty}}{A_0(t)} \right|}{|t_2 - t_1|}. \quad (8)$$

Відповідно до роботи [5], визначимо, що стала часу ланки регулювання τ_p , знаходиться в наступній залежності від швидкості регулювання

$$\tau_p = \frac{|t_2 - t_1|}{\ln \left| \frac{A_0(t_2) - A_{0,ycm}}{A_0(t) - A_{0,ycm}} \right|}. \quad (9)$$

Оскільки стала часу фільтру τ_ϕ є функцією частоти, то фільтр визначає параметричну в'язь у системі регулятора рівня і передаточну функцію ланки оберненої в'язі запишемо у вигляді

$$W_{o,s}(p) = \frac{k_{Bum.B} k_\Pi k_\phi k_B}{(1 + \tau_{B\Pi})(1 + \tau_\phi(\omega))}. \quad (10)$$

Подані вище вимоги і розглянуті елементи аналізу послужили основою для розробки вібраційної установки з блоком керування рівня віброприскорення, структурна схема якої подана на рис. 3.

Дана установка відрізняється більш динамічним діапазоном регулювання і високою амплітудно-фазовою стабільністю. Високий вхідний опір блока регулювання амплітуди коливань дає можливість доброго узгодження з іншими вузлами. Але при наявності глибоких завалів амплітуда частотної характеристики віброзбуджувача в зоні високих частот, точність підтримки рівня вихідного сигналу регулятором знижується. Крім того, після високочастотного резонансу рухомої системи віброзбуджувача рівень вихідного сигналу затухає (рис. 4).

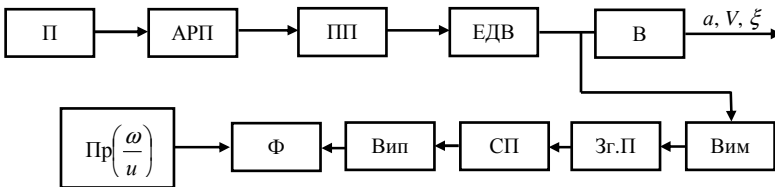


Рис. 3

Таким чином, використання у вібраційній установці керуючої корегуючої ланки дає можливість збільшити точність утримання рівня амплітудно-частотної характеристики віброзбуджувача та розширення діапазону його роботи в область більш високих частот, а застосування в якості регулюючого пристрою параметричної оберненої в'язі забез-

печує збільшення динамічного діапазону регулювання при високій амплітудно-фазовій стабільності і добре погодження з іншими блоками установки.

Для ілюстрування роботи вібраційної установки з блоком регулювання рівня вібрацій приведені графіки (рис. 4), які показують вигляд амплітудно-частотної характеристики без корекції (1) і з нею (2).

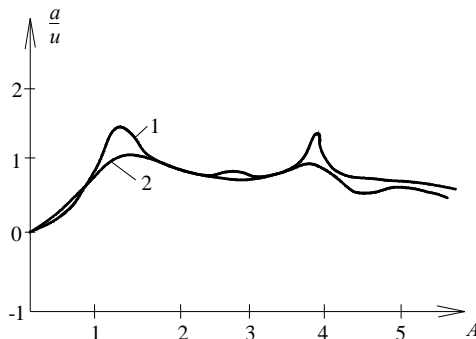


Рис. 4

Отже, для того, щоб вібраційна установки використовувалась в оптимальному режимі, необхідно підтримувати співвідношення між швидкістю зміни частоти V_f і швидкістю регулювання V_R [6].

$$V_R \geq \frac{V_f \pi Q_p \sqrt{1 + \mu}}{3 \ln 10},$$

де $\mu = \frac{m_{об}}{m_{нл} + m_{уст}}$ — коефіцієнт оберненого впливу; $Q_p = \frac{f_0}{\Delta f_0}$ — добротність рухомої системи.

1. Божко А.Е. Методы проектирования электромеханических вибровозбудителей / А.Е. Божко, В.И. Пермяков, В.А. Пушня. — К.: Наук. думка, 1989. — 201 с.
2. Брауде Г.В. О коррекции частотных и фазовых характеристик усилительных устройств / Г.В. Брауде // Журнал технической физики. — 1934. — 4, Вып. 9. — С. 28-35.
3. Божко А.Е. Воспроизведение полигармонических вибраций при стендовых испытаниях / А.Е. Божко, А.Л. Штейнвольф. — К.: Наук. думка, 1984. — 168 с.
4. Ленк А. Механические испытания приборов и аппаратуры / А. Ленк, Ю. Ренитц. — М.: Мир, 1976. — 264 с.
5. Божко А.Е. Электродинамическая установка для испытаний электронной аппаратуры методом изменяющейся частоты / А.Е. Божко, В.А. Пушня, Е.А. Личкатый // Теория и практика конструирования, обеспечения надежности и качества радиоэлектронной аппаратуры. — М., 1980. — 101 с.
6. Кузнецов А.А. Вибрационные испытания элементов и устройств автоматики / А.А. Кузнецов. — М.: Энергия, 1976. — 116 с.

Отримано 17.06.2013