

УДК 62.52:621.9.06

А.Е. Епишкин (асп. каф. ЭТ, ВТ и А, СПИМаш),  
В.М. Шестаков, д.т.н., проф. СПИМаш

## УПРАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРАМИ КОЛЕБАНИЙ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ВИБРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Одной из главных задач, стоящих перед разработчиками современных вибрационных установок и стендов, является управление параметрами упругих колебаний рабочей платформы – амплитудой и частотой, а также их стабилизация при изменении массы обрабатываемого продукта [1]. В настоящее время описан вариант управления и стабилизации амплитуды колебаний с помощью введения электротехнической коррекции в виде контура регулирования колебаний платформы [2]. Недостатком применения вибрационных установок с таким контуром является невозможность поддержания стабилизированной частоты колебаний платформы при стабилизации амплитуды колебаний. Данное обстоятельство несущественно для промышленных виброустановок, осуществляющих операцию просеивания, но является важным для вибростендов, использующихся для испытания изделий на виброустойчивость при заданных параметрах колебаний.

В связи с изложенным представляется перспективным применение виброустановок с изменяемым радиусом инерции (плечом) дебаланса(ов), так как последние обеспечивают независимое регулирование амплитуды и частоты упругих колебаний. Таким образом, вибрационная установка имеет независимое управление амплитудой колебаний платформы через задатчик амплитуды (ЗА) путем регулирования плеча дебаланса  $\rho_B$  и ее частотой  $\omega$  через задатчик скорости дебаланса (ЗС), как это показано на функциональной схеме (рис. 1.)

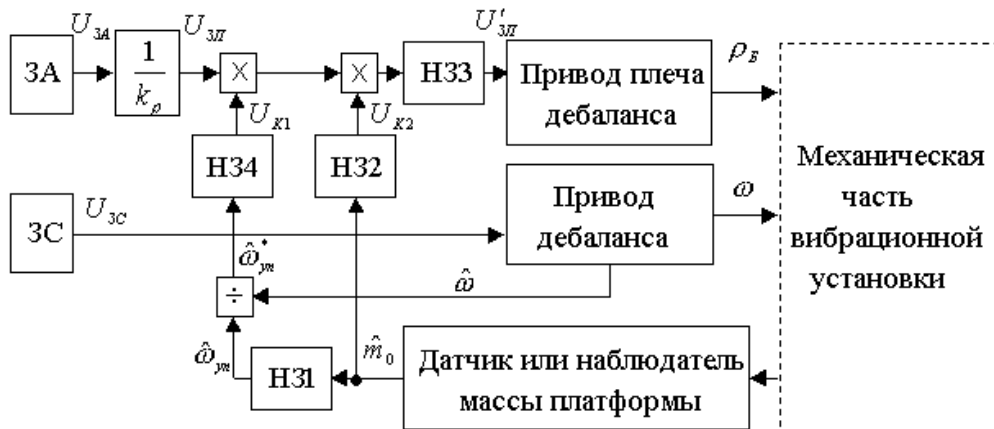


Рис. 1. Функциональная схема СЭП вибрационной установки с независимым регулированием амплитуды и частоты колебаний платформы.

СЭП скорости дебаланса является двухконтурной СПР с подчиненным токовым контуром с соответствующими регуляторами, структура и настройки которых приведены в [3].

СЭП плеча дебаланса может быть выполнена: на основе шагового или вентильного двигателя, разомкнутой или с контуром положения плеча дебаланса. Поскольку имеет место нелинейная зависимость  $k_p = f(\omega, \omega_{yn}^*)$ , где  $k_p = \Delta Y_{II} / \Delta \rho_B$  - коэффициент, характеризующий влияние плеча дебаланса на амплитуду колебаний платформы  $Y_{II}$ ;  $\omega_{yn}^* = \omega / \omega_{yn}$ ,  $\omega_{yn}$  - частота резонанса электромеханической системы, то в данном случае становится невозможным применение средств линейной коррекции и, для достижения инвариантности СЭП плеча дебаланса к указанным параметрам, необходимо применить параметрическую адаптацию с

введением соответствующих корректирующих устройств. Определим нелинейности, имеющие место при раздельном управлении амплитудой и частотой колебаний, и сформируем соответствующие нелинейные звенья.

Для функционирования системы адаптации необходимо измерять или восстанавливать значение массы "платформа + продукт"  $m_0$ , что может быть реализовано соответствующими устройствами (на рис. 1 восстановленные значения показаны с "крышкой"). Система адаптации компенсирует следующие нелинейности:

1. Изменение частоты электромеханического резонанса при изменении массы  $m_0$ . Восстановление частоты резонанса по восстановленному/измеренному значению  $m_0$  осуществляет нелинейное звено НЗ1, характеристика которого определяется из выражения  $\omega_{yn} = \sqrt{c/m_0}$ , где  $c$  - суммарная жесткость виброизолирующих пружин.
2. Изменение формы электромеханического резонанса при изменении массы  $m_0$ . Данную компенсацию осуществляет нелинейное звено НЗ2, выходом которого является сигнал коррекции  $U_{к2}$ .
3. Нелинейность коэффициента передачи механизма привода плеча дебаланса. Компенсацию данной нелинейности осуществляет нелинейное звено НЗ3, характеристика которого обусловлена геометрией механизма.
4. Зависимость  $k_\rho = f(\omega_{yn}^*)$ . Линеаризацию данной функции осуществляет нелинейное звено НЗ4, выходом которого является сигнал коррекции плеча  $U_{к1}$ .

Характеристики звеньев НЗ2 и НЗ4 определяются при математическом моделировании в процессе проектирования вибрационной установки и, в дальнейшем, могут быть уточнены на физическом объекте. Описанные звенья корректируют предварительный сигнал задания плеча дебаланса  $U_{зп}$ , и выходом канала управления плечом  $\rho_B$  является скорректированный сигнал  $U'_{зп}$ .

Так же, как и в случае с исследованными ранее моделями вибрационных установок использующих в качестве коррекции нелинейные звенья, при соответствующей настройке нелинейных звеньев возможно точное управление амплитудой колебаний при фиксированном значении частоты вращения дебаланса и достаточно широкой вариации  $m_0$  (до 1:3), фактически, ограниченной конструктивными особенностями дебалансных роторов и зоной малых оборотов дебаланса, где происходит снижение коэффициента  $k_\rho$ . Эффективность работы канала коррекции будет определяться точностью измерения или восстановления значений массы  $m_0$  и текущей частоты  $\omega$ .

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Лавров Б.П., Шестаков В.М., Томчина О.П. и др. Динамика электромеханических систем вибрационных установок. – Электричество, 2001, № 1.
2. Епишкин А.Е. Стабилизация амплитуды колебаний автоматизированных вибрационных установок // XXIX Неделя науки СПбГТУ. Ч.V: Материалы межвуз. науч. конф. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001.
3. Егоров В.Н., Шестаков В.М. Динамика систем электропривода. – Л.: Энергоатомиздат, 1983.