

ПРИМЕНЕНИЕ ПИ-РЕГУЛЯТОРА В АКТИВНОМ ДИНАМИЧЕСКОМ ГАСИТЕЛЕ КОЛЕБАНИЙ

Бурьян Ю.А., Ситников Д.В., Бурьян А.А.

Омский государственный технический университет, Омск

Ключевые слова: виброактивные силы, электродинамический привод, пневмопружина, система управления, переходный процесс, виброизоляция.

Аннотация. В работе рассмотрена система виброизоляции, в которой вместе с резинокордной пневмопружиной используется активный динамический гаситель колебаний (АДГК). АДГК представляет собой электродинамический привод, в котором управляющая катушка размещена на корпусе, а подвижная часть (инерционная масса) состоит из постоянного магнита с массой m . Для увеличения величины инерционной массы в динамике m корпус АДГК заполнен жидкостью, а подвижная часть представляет собой поршень с осевым отверстием (инерционная трубка). Управление приводом осуществляется от датчика силы и при возвратно-поступательном перемещении поршня с массой $m'+m_{пр}$ реализуется принцип инерционной динамической компенсации виброактивных сил. Проведенные исследования показали, что эффективность виброизоляции в системе с АДГК достигается при больших коэффициентах передачи от датчика силы, но при этом в системе возникает достаточно длинный сверхнизкочастотный переходный процесс. При стационарном режиме работы это не очень критично, но при нестационарном режиме или дискретной работе АДГК (например, включение; пуск-останов). Длительный переходный процесс значительно снижает эффективность виброизоляции. Применение ПИ-регулятора в системе управления можно значительно уменьшить время переходного процесса, но при этом происходит смещение центра колебаний инерционной массы y_1 , что крайне нежелательно, т.к. снижает амплитуду колебаний. В работе предложено решение проблемы смещения центра колебаний инерционной массы в АДГК путем осреднения за время ΔT тока в катушке управления с последующим вычитанием его из текущего значения тока. Движение инерционной массы в АДГК определяется током в катушке управления, вследствие чего устраняется смещение центра колебаний инерционной массы при ПИ-регулятора в цепи управления.

APPLICATION OF A PI-CONTROLLER IN AN ACTIVE DYNAMIC VIBRATION DAMPER

Burian Yu.A., Sitnikov D.V., Burian A.A.

Omsk State Technical University, Omsk

Keywords: vibration-active forces, electrodynamic drive, air spring, control system, transient process, vibration isolation.

Abstract. The work considers a vibration isolation system in which an active dynamic vibration damper (ADVD) is used together with a rubber-cord air spring. ADVD is an electrodynamic drive in which the control coil is placed on a housing, and the moving part (inertial mass) consists of a permanent magnet with mass m . To increase the magnitude of the inertial mass in the dynamics m , the body of the ADVD is filled with liquid, and the moving part is a piston with an axial hole (inertial tube). The drive is controlled from a force sensor and during the reciprocating movement of a piston with a mass $m'+m_{pr}$, the principle of inertial dynamic compensation of vibration-active forces is implemented. The studies have shown that the effectiveness of vibration isolation in a system with ADVD is achieved at high transmission coefficients from the force sensor, but at the same time a rather long ultra-low-frequency transient process occurs in the system. In stationary mode of operation this is not very critical, but in non-stationary mode or discrete operation of the ADVD (for example, switching on; start-stop). A long transient process significantly reduces the effectiveness of vibration isolation. The use of a PI controller in a control system can significantly reduce the time of the transient process, but in this case the center of oscillation of the inertial mass y_1 shifts, which is extremely undesirable, because reduces the amplitude of vibrations. The work proposes a solution to the problem of shifting the center of oscillations of the inertial mass in the ADVD by averaging the current in the control coil over time ΔT and then subtracting it from the current current value. The movement of the inertial mass in the ADVD is determined by the current in the control coil, as a result of which the displacement of the center of oscillation of the inertial mass during the PI-controller in the control circuit is eliminated.

Введение

Проблема повышения эффективности виброизоляции в области низких частот, в том числе и ниже резонансной частоты пассивной системы виброизоляции f_0 , является в настоящее время актуальной [1-10].

Для частот f_0 и ниже f_0 перспективным является использование активных систем, в том числе с активным динамическим гасителем колебаний. Активный динамический гаситель колебаний, установленный на виброактивной массе пассивной системы, обеспечивает электродинамическим приводом прямолинейное перемещение инерционной массы так, что она создает инерционную динамическую силу в противофазе с виброактивной силой.

В работах [8, 9] показано, что управление электродинамическим приводом в АДГК по показаниям датчика силы $R_{осн}$ при большом коэффициенте усиления в системе управления обеспечивает уменьшение передачи усилия на основании не менее 20 дБ в области низких, в том числе резонансных частот. Однако, это приводит к длительному переходному процессу с очень малой частотой для перемещения инерционной массы в АДГК, что является нежелательным явлением при нестационарном характере виброактивных сил или при включении-выключении АДГК при изменении частотных характеристик виброактивных сил. Решение задачи сокращения времени переходного процесса возможно использованием ПИ-регулятора в цепи управления. Однако, в этом случае происходит смещение центра колебаний инерционной массы в АДГК, что при конструктивном ограничении на амплитуду колебаний инерционной массы может привести к потере работоспособности АДГК.

В работе предложен подход, позволяющий решить эту задачу.

Теория

В качестве пассивной системы в работе рассмотрена резинокордная пневмопружина, имеющая низкую частоту собственных колебаний (2-4 Гц) и большую грузоподъемность [11, 12].

Принципиальная схема системы виброизоляции с АДГК приведена на рисунке 1.

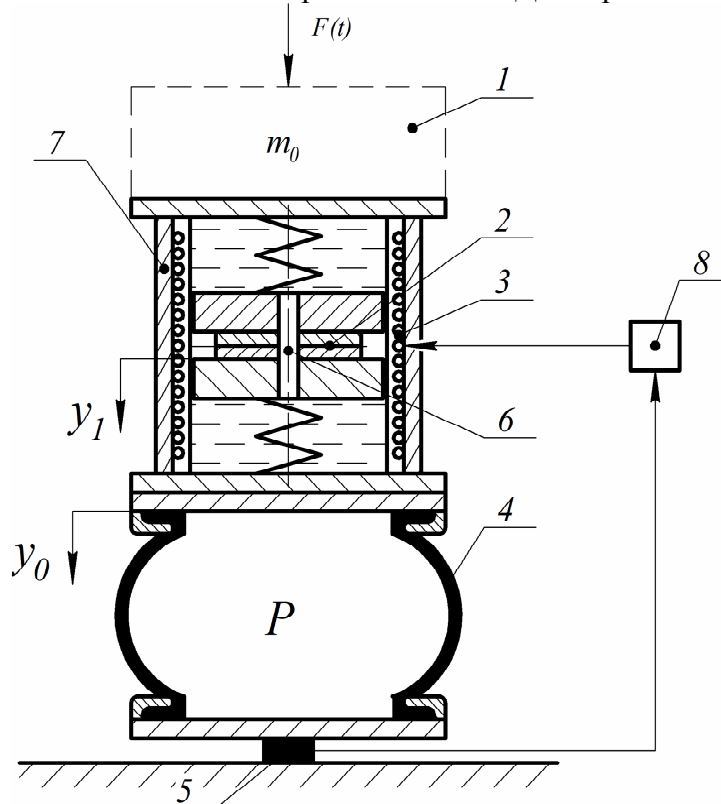


Рис. 1. Принципиальная схема системы виброизоляции: 1 – виброактивная масса; 2 – постоянный магнит с магнитопроводом; 3 – обмотка управления; 4 – резинокордная пневмопружина; 5 – силоизмерительное устройство; 6 – инерционная трубка; 7 – корпус; 8 – регуляторы; P – давление в резинокордной оболочке

Упругая сила пневмопружины определяется выражением [11]:

$$Q_{\text{упр}}(y) = (P_{\text{изб}} + P_A) \left(\frac{V_0}{V_0 - S_{\text{эф}}(y) \cdot y} \right)^n S_{\text{эф}}(y) - m_0 y - P_A S_{\text{эф}}(y), \quad (1)$$

где $P_{\text{изб}}$ – избыточное давление, Па; P_A – атмосферное давление, Па; V_0 – объем в положении равновесия, м³; $S_{\text{эф}}(y)$ – эффективная площадь, м²; m_0 – виброактивная масса, кг; n – показатель политропы (для низких 1,3-1,4 [11]).

Для однофровых резинокордных оболочек (РКО) баллонного типа на основе экспериментальных исследований зависимость $S_{\text{эф}}(y)$ будет иметь вид:

$$S_{\text{эф}}(y) = S_{\text{эф}}^0 \left(1 + \frac{N_1}{S_{\text{эф}}^0} y + \frac{N_2}{S_{\text{эф}}^0} y^2 \right), \quad (2)$$

где N_1 и N_2 – определяются экспериментально; $S_{\text{эф}}^0$ – эффективная площадь в начальном положении массы гасителя

Для малых перемещений y около положения равновесия статистическая жесткость c_0 пневмопружины может быть получена дифференцированием по y выражения (1) с учетом (2):

$$c_0 = (P_{\text{изб}} + P_A) \frac{n \cdot (S_{\text{эф}}^0)^2}{V_0} + N_1 P_{\text{изб}}. \quad (3)$$

Уравнение движение массы m_0 на пневмоопоре около положения равновесия в первом приближении имеет вид:

$$m_0 \ddot{y}_0 + b_0 \dot{y}_0 + c_0 y_0 = F_0 \sin \omega t, \quad (4)$$

где F_0 – амплитуда возбуждающей силы, Н; ω – частота возбуждающей силы, 1/с; b_0 – коэффициент демпфирования в РКО, Н·с/м; t – время, с.

Реакция основания определяется следующим выражением:

$$R_{\text{осн}} = c_0 y_0 + b_0 \dot{y}_0. \quad (5)$$

На рисунке 1 механическая часть электродинамического привода представляет собой гидравлический инерционный преобразователь движения (ГИПД), что позволяет в динамике увеличить приведенную массу на 1-2 порядка по сравнению с массой подвижной части АДГК. Подвижная масса представляет собой поршень, помещённый в жидкость и которой имеет осевые отверстия (инерционные трубки). Кинетическая энергия T подвижных тел имеет вид [13, 14]:

$$T = \frac{m_n \dot{y}_1^2}{2} + \frac{m_{\text{жс}} \dot{y}_{\text{жс}}^2}{2},$$

где m_n – масса поршня, кг, примем равной 2,5 кг; y_1 – скорость поршня, м/с; $m_{\text{жс}}$ – масса жидкости в инерционных трубках, кг; $\dot{y}_{\text{жс}}$ – скорость жидкости в инерционных трубках, м/с.

Вследствие неразрывности потока жидкости получим:

$$\dot{y}_{\text{жс}} = \frac{A - S \cdot k}{S \cdot k} \dot{y}_1,$$

где A – площадь сечения поршня, м²; S – площадь сечения инерционной трубки, м²; k – количество инерционных трубок.

В этом случае для T получим:

$$T = \left[\frac{m_n}{2} + \frac{m_{\text{жс}}}{2} \left(\frac{A - S \cdot k}{S \cdot k} \right)^2 \right] \dot{y}_1^2.$$

Инерционная составляющая в уравнениях Лагранжа 2-го рода определяется слагаемым:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1} \right) = (m_n + m_{\text{жс}}) \ddot{y}_1, \quad (6)$$

где приведенная масса m_{np} имеет вид – $m_{np} = m_{жс} \left(\frac{A - S \cdot k}{S \cdot k} \right)^2$

Если принять, что диаметр d и длина l инерционных трубок составляют $d = 5$ мм, $l = 62$ мм, диаметр поршня $D = 85$ мм, жидкость – вода, то при $k = 8$, то $m_{np} = 11,98$ кг.

Таким образом, m_{np} много больше массы поршня.

При ламинарном течении жидкости в инерционных трубках возникает вязкое сопротивление, которое при приведении к скорости поршня b_{np} будет иметь вид [15]:

$$b_{np} = \frac{8\mu\pi l}{k} \left(\frac{A - S \cdot k}{S \cdot k} \right)^2, \quad (7)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па/с.

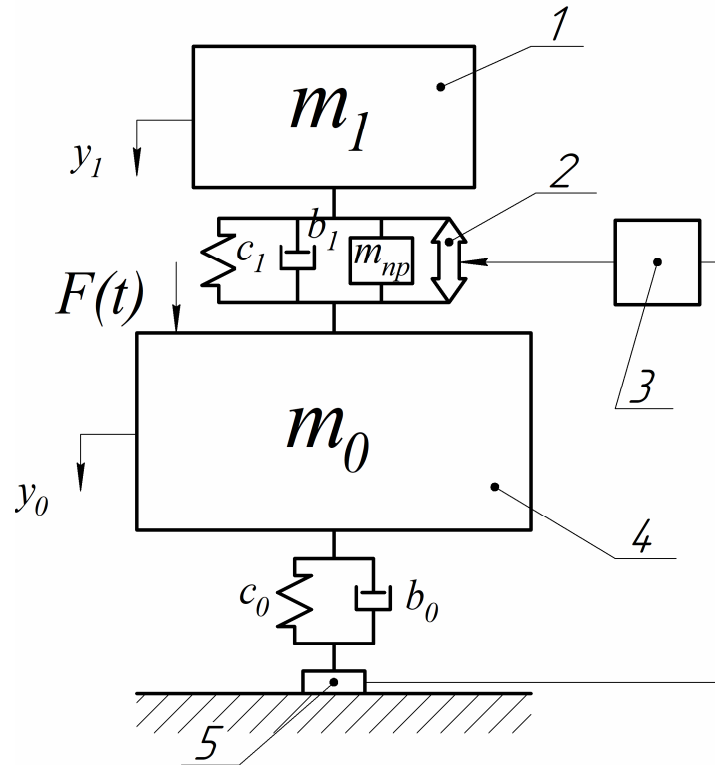


Рис. 2. Расчетная схема: 1 – подвижная масса в АДГК; 2 – электродинамический привод; 3 – регулятор; 4 – виброактивная масса; 5 – датчик силы

При составлении математической модели приняты допущения:

- в системе совершаются одночастотные и однонаправленные движения;
- движения масс m_0 и m_1 происходят около положения равновесия;
- измеритель силы является безинерционным звеном.

Дифференциальные уравнения, описывающие динамику системы виброизоляции с АДГК и ПИ-регулятором будут иметь вид:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{y}_0 + b_0 \dot{y}_0 + c_0 y_0 + c_1 (y_0 - y_1) + b_1 (\dot{y}_0 - \dot{y}_1) = F(t) - Bli, \\ m_1 \ddot{y}_1 + b_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}_0) + c_1 (y_1 - y_0) = Bli, \\ L \frac{di}{dt} + Ri + Bl(\dot{y}_1 - \dot{y}_0) = u, \\ R_{осн} = c_0 y_0 + b_0 \dot{y}_0, \end{cases} \quad (8)$$

где u – напряжение управления на обмотке катушки, В; i – сила тока, А; Bli – электродинамическая сила, Н; L – индуктивность катушки, Гн; R – активное сопротивление катушки, Ом; l – общая длина проводника, м; b_1 – коэффициент вязкого трения, Н·с/м; K_1, K_2 – коэффициенты ПИ-регулятора.

Решение дифференциальных уравнений (8) производилось численно в пакете прикладных программ Matlab (Simulink).

Для модельного примера примем: $m_0 = 400$ кг, $c_0 = 1,8 \cdot 10^5$ Н/м, $b_0 = 103$ Н·с/м, $f_0 = 3,3$ Гц, $m_1 = 20$ кг, $c_1 = 200$ Н/м, $b_1 = 20$ Н·с/м, $f_1 = 0,5$ Гц, $Bl = 10$ Тл·м, $R = 10$ Ом, $L = 5 \cdot 10^3$ Гн.

Модель в программе Simulink приведена на рисунке 3.

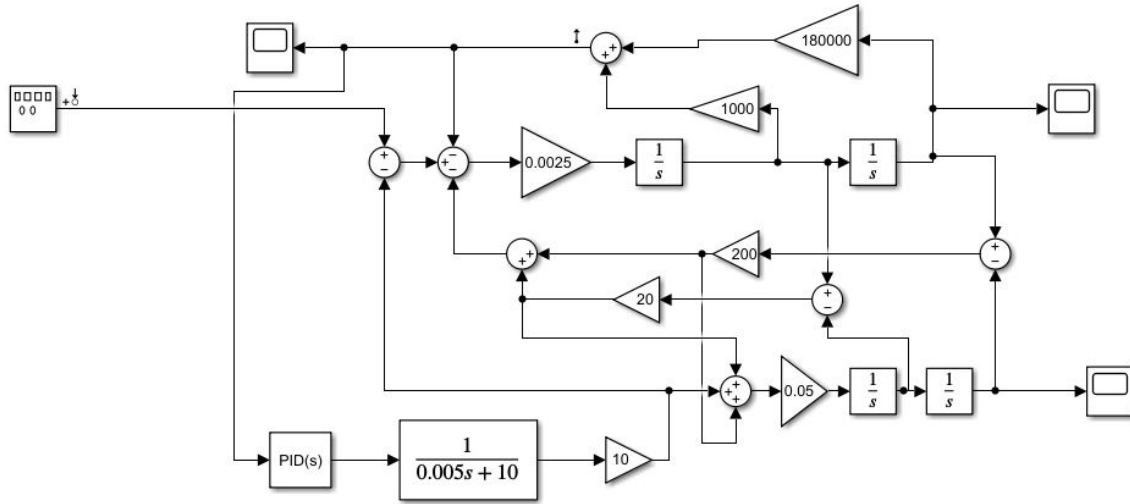


Рис. 3. Модель в программе Simulink

На рисунке 4 приведены частотные характеристики $K_{II}(f) = \frac{R(t)}{F(t)}$ при ПИИ-регуляторе с

законом управления $u = K_1 R + K_2 \int_0^t R dt$ для различных значений K_3 и при $K_4 = 50$.

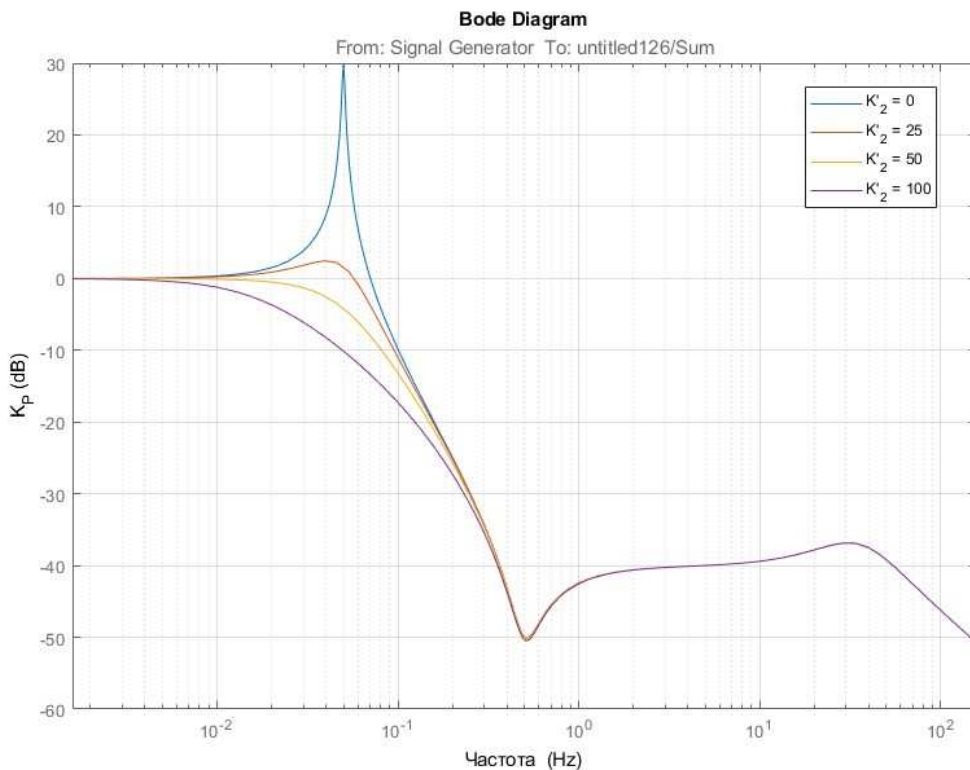


Рис. 4. Частотные характеристики

Из графиков, показанных на рисунке 4, следует, что при $K_2 = 0$ эффективность виброизоляции составляет -40 дБ в диапазоне частот (0,7-100) Гц, но при этом увеличивается колебательность системы на частоте 0,1 Гц.

На графике на рисунке 5 показан переходный процесс по реакции основания при частоте и амплитуде возмущающих сил $f = 2$ Гц и $F_0 = 5$ Н.

Применение ПИ-регулятора уменьшает колебательность в системе, как это следует из рисунок 4, но происходит смещение центра колебаний по координате y_1 (рис. 6).

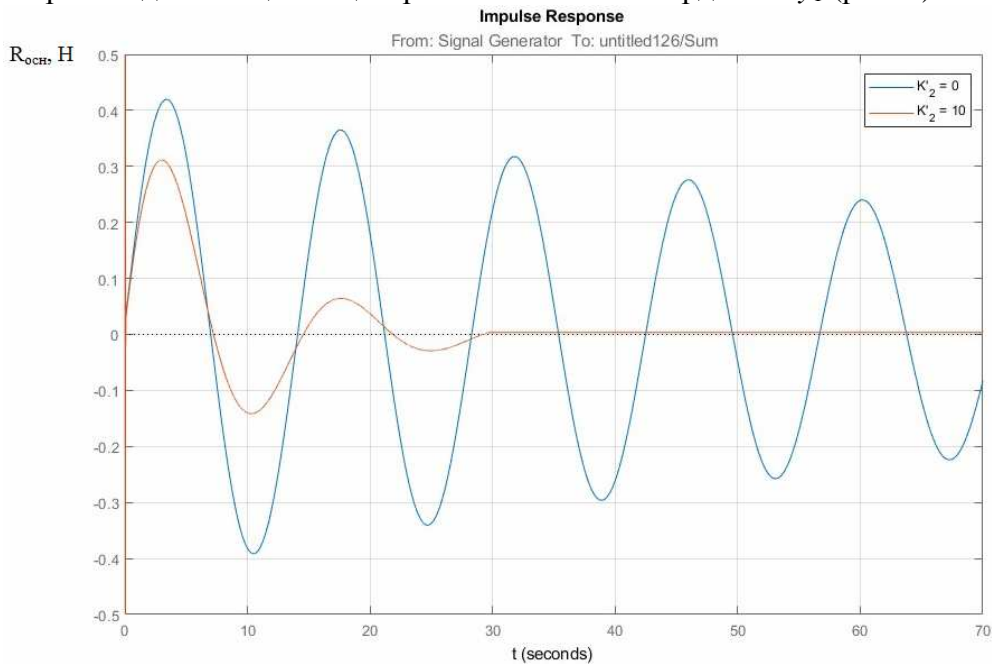


Рис. 5. Переходный процесс

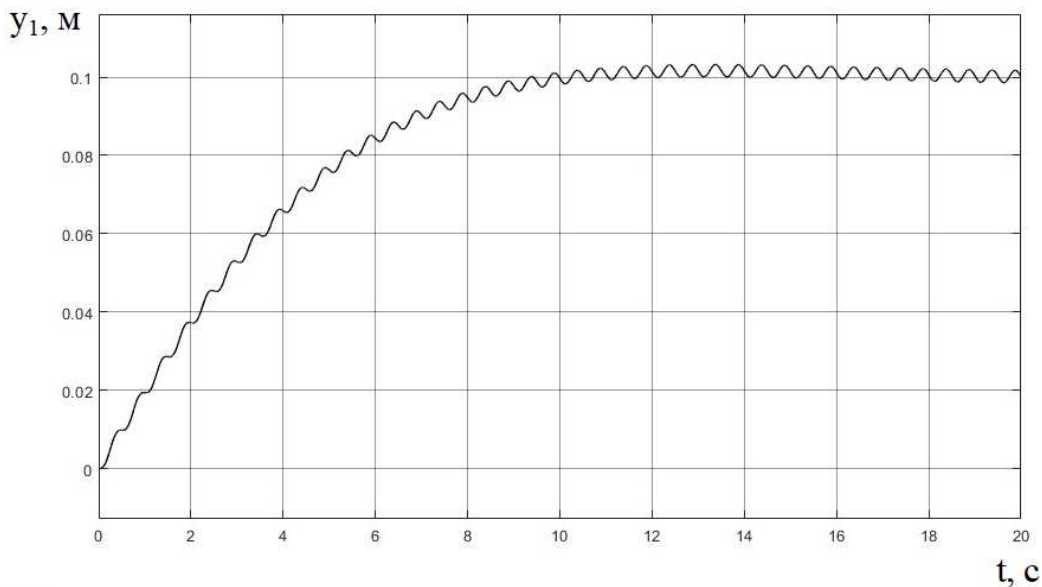


Рис. 6. Смещение центра колебаний

Длительность переходного процесса вместо 350 с без ПИ-регулятора стала равна 27 с ПИ-регулятором.

Конструктивные ограничения на величину амплитуды колебаний инерционной массы может привести к потере работоспособности АДГК из-за смещения центра колебаний массы m_1 . Совместно со смещением центра колебаний массы m_1 происходит также и смещение центра колебаний силы тока i в обмотке управления.

В работе предложен способ компенсации смещения центра колебаний силы тока и как следствие массы m_1 путем нахождения среднего значения тока за время ΔT и вычитание этого значения из тока, подающегося на катушку управления.

В компьютерной модели этот подход реализован в Simulink с помощью блока Mean (рис. 7).

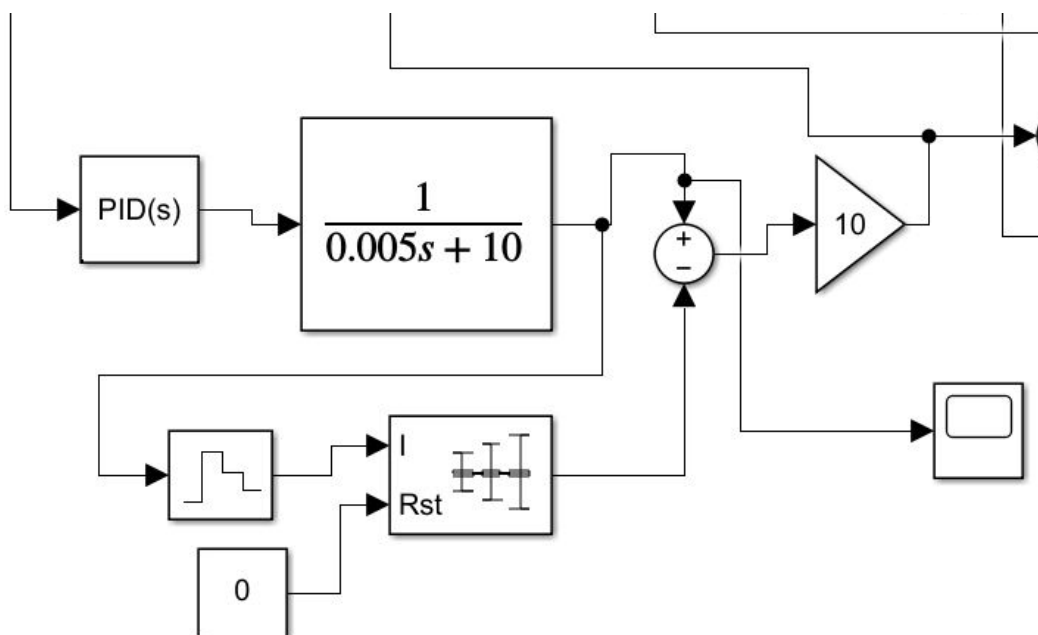


Рис. 7. Блок Mean

На рисунке 8 показан переходный процесс для таких же параметров, что на рисунке 6, но с включенным блоком Mean.

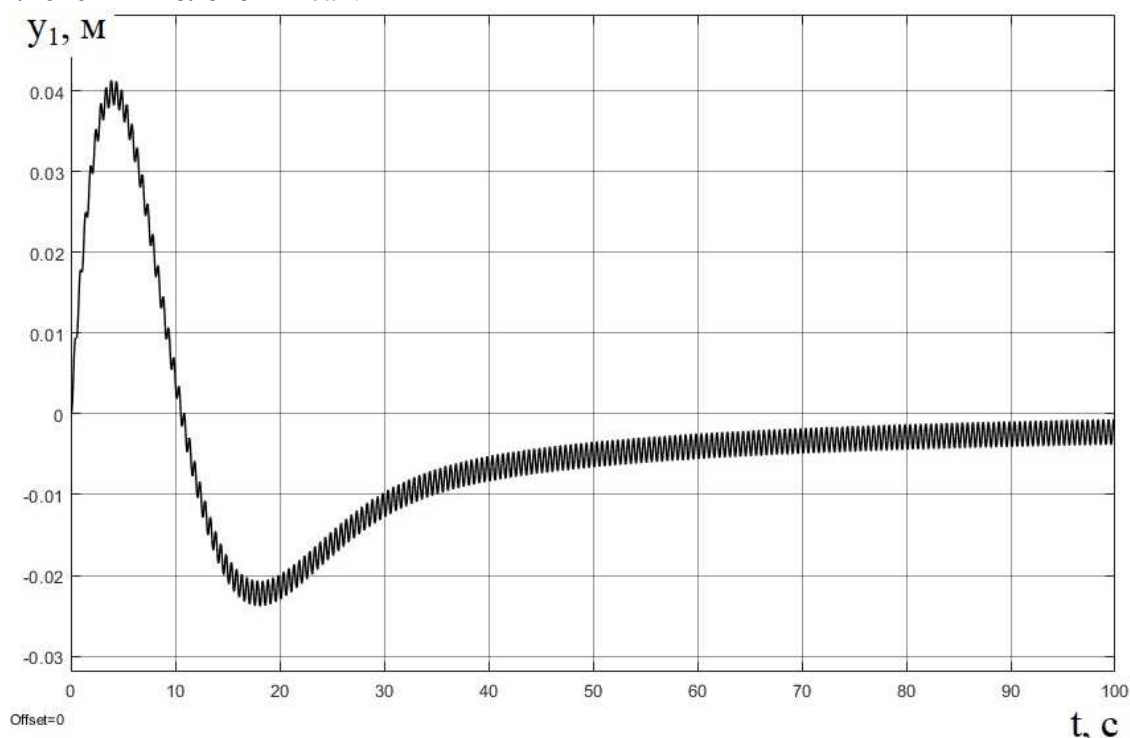


Рис. 8. График переходного процесса

Исследование переходных процессов с другими параметрами входного сигнала показало, что предложенный метод успешно компенсирует смещение центра колебаний по координате y_1 .

Заключение

В системе виброизоляции с инерционным компенсатором виброативных сил для обеспечения высокой эффективности виброизоляции на низких частотах необходимо устанавливать большой коэффициент усиления в системе автоматического управления компенсатором. Однако это условие приводит к увеличению длительности переходного процесса и периода колебаний в системе автоматического управления.

В работе показано, что введение в цепь управления ПИ – регулятора значительно уменьшает длительность переходного процесса, а вызываемое нежелательное смещение центра колебаний инерционной массы в компенсаторе устраняется предложенным в работе методом. Вследствие того, что наряду со смещением центра колебаний массы смещается и центр колебаний тока в катушке управления, то, определяя среднее значение тока и вычитая его из текущего значения, тем самым устраняется смещение массы.

Таким образом, использование ПИ – регулятора совместно с предложенным в работе методом устранения смещению центра колебаний массы компенсатора обеспечивает эффективную виброизоляцию в области низких частот, в том числе и при нестационарном режиме виброактивных сил.

Список литературы

1. Трибельский И.А., Шалай В.В., Зубарев А.В., Трибельский М.И. Расчётно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций. – Омск: ОмГТУ, 2011. – 238 с.
2. Бурьян Ю.А., Бабичев Д.О., Силков М.В. Оценка эффективности виброизоляции объектов при использовании в их опорах пневмопружины на базе резинокордных оболочек с дополнительными объемами // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2016. – №3 (147). – С. 17-20.
3. Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синёв А.В., Мугин О.О. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. – М.: Физмат. лит., 2004. – 176 с.
4. Мугин О.О., Синёв А.А. Экспериментальные исследования виброизолятора с преобразованием движения инерционных элементов // Вестник научно-технического развития. – 2012. – № 4(56). – С. 24-31.
5. Кирюхин А.В., Тихонов В.А., Чистяков А.Г., Яблонский В.В. Активная виброзащита – назначение, принципы, состояние. 1. Назначение и принципы разработки // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2011. – №2. – С. 108-111.
6. Бурьян Ю.А., Шалай В.В., Зубарев А.Н., Поляков С.Н. Динамическая компенсация виброактивных сил в колебательной системе // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2017. – №3(18). – С. 192-195.
7. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. – Новосибирск: Наука, 2011. – 384 с.
8. Рыбак Л.А., Синёв А.В., Пашков А.И. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах. – М.: Янус-К, 1997. – 160 с.
9. Патент 2556867 С1. Активная виброизолирующая система трубопроводов аварийной системы расхолаживания ядерного реактора подводной лодки / А.В. Кирюхин, В.А.Федоров, О.О. Мильман. – Заявка №2013158496/07 от 30.12.2013; опубл. 20.07.2015, Бюл. № 20.
10. Зубков А.И. Аппроксимация характеристики пневматического упругого элемента резинокордными оболочками // Расчет, конструирование, изготовление и эксплуатация. Сб. научн. тр. – М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1977. – С. 47-49.
11. Feng N.S., Hahn E.J., Randall R.B. Simulation of vibration signals from a rolling element bearing defect // University of New South Wales, Sydney, Australia, 2004. – P. 689-694.
12. Tinghsu Su, Hattori S., Ishida M., Hori T. Suppression control method for torque vibration of AC motor utilizing repetitive controller with Fourier transform // IEEE Transactions on Industry Applications. 2002, pp. 1316-1325.

References

1. Tribel'skij I.A., Shalaj V.V., Zubarev A.V., Tribel'skij M.I. Calculation and experimental methods for designing complex rubber-cord structures. – Omsk: Omsk State Technical University, 2011. – 238 p.
2. Bur'yan Yu.A., Babichev D.O., Silkov M.V. Evaluation of the effectiveness of vibration isolation of objects when using pneumatic springs in their supports based on rubber-cord shells with additional volumes // Omsk Scientific Bulletin. Ser. Devices, machines and technologies. 2016, no. 3(147), pp. 17-20.
3. Gordeev B.A., Erofeev V.I., Sinyov A.V., Mugin O.O. Vibration protection systems using inertia and dissipation of rheological media. – M.: Fizmat. Lit., 2004. – 176 p.
4. Mugin O.O., Sinyov A.A. Experimental studies of a vibration isolator with transformation of the movement of inertial elements // Bulletin of scientific and technical development. 2012, no. 4(56), pp. 24-31.
5. Kiryuhin A.V., Tihonov V.A., Chistyakov A.G., Yablonskij V.V. Active vibration protection – purpose, principles, condition. 1. Purpose and principles of development // Problems of mechanical engineering and automation. 2011, no. 2, pp. 108-111.
6. Bur'yan YU.A., SHalaj V.V., Zubarev A.N., Polyakov S.N. Dynamic compensation of vibration-active forces in an oscillatory system // Mechatronics, automation, control. 2017, no. 3(18), pp. 192-195.
7. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Homenko A.P. Mechatronic approaches to the dynamics of mechanical oscillatory systems. – Novosibirsk: Science, 2011. – 384 p.
8. Rybak L.A., Sinyov A.V., Pashkov A.I. Synthesis of active vibration isolation systems for space objects. – M.: Janus-K, 1997. – 160 p.

9. Patent No. 2556867 RU. Active vibration-isolating system of pipelines for the emergency cooling system of a nuclear reactor of a submarine / A.V. Kiryukhin, V.A. Fedorov, O.O. Milman. – Appl. No. 2013158496/07 from 30.12.2013; publ. 07.20.2015, Bul. No. 20.
10. Zubkov A.I. Approximation of the characteristics of a pneumatic elastic element with rubber-cord shells // Calculation, design, manufacturing and operation. Collection of scientific papers. – M.: TSNIITEneftekhim, 1977. – P. 47-49.
11. Feng N.S., Hahn E.J., Randall R.B. Simulation of vibration signals from a rolling element bearing defect // University of New South Wales, Sydney, Australia, 2004. – P. 689-694.
12. Tinghsu Su, Hattori S., Ishida M., Hori T. Suppression control method for torque vibration of AC motor utilizing repetitive controller with Fourier transform // IEEE Transactions on Industry Applications. 2002, pp. 1316-1325.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Бурьян Юрий Андреевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления»	Burian Yuriy Andreevich – doctor of technical sciences, professor, professor of the Department "Fundamentals of the theory of mechanics and automatic control"
Ситников Дмитрий Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления»	Sitnikov Dmitrij Vladimirovich – candidate of technical sciences, associate professor of the Department "Fundamentals of the theory of mechanics and automatic control"
Бурьян Андрей Анатольевич – аспирант, ассистент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» gearlord@mail.ru	Burian Andrej Anatol'evich – postgraduate student, assistant of the Department "Fundamentals of the theory of mechanics and automatic control"

Получена 16.05.2024