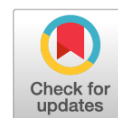


# СИНТЕЗ СИСТЕМЫ ИНЕРЦИОННОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ С УПРАВЛЕНИЕМ ПО НАБОРУ ПАРАМЕТРОВ, ИЗМЕРЯЕМЫХ НА БОРТУ САМОХОДНОЙ МАШИНЫ



## SYNTHESIS OF A SYSTEM OF INERTIAL DYNAMIC STABILIZATION WITH CONTROL ACCORDING TO A SET OF PARAMETERS MEASURED ON BOARD A SELF-PROPELLED VEHICLE

**П.В. СИРОТИН**, к.т.н.

Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск, Россия, spv\_61@mail.ru

**P.V. SIROTIN**, PhD in Engineering

Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novocherkassk, Russia, spv\_61@mail.ru

Работа посвящена развитию направления инерционного динамического гашения и стабилизации самоходных транспортно-технологических машин с навесным рабочим органом. Обоснована необходимость и возможность совершенствования разработанных ранее уравнений управления системой стабилизации. Приведено описание подхода для синтеза системы управления и обосновано применение интегральных критериев для формирования требований к переходным процессам системы управления. Предложена модель оптимального управления, для обеспечения информационного поля которой определен набор параметров, измеряемых на борту самоходной машины. Алгоритм работы системы управления является адаптивным, автоматически перенастраивающим усиление в системе в зависимости от изменения ее инерционных параметров. На примере кинематической схемы привода подвижного адаптера современного кормоуборочного комбайна представлена расчетная схема для перерасчета величин требуемых стабилизирующих моментов в силу, развиваемую гидроцилиндром или другим исполнительным приводом. Приведены требования к информационному полю системы стабилизации в виде набора измеряемых параметров, диапазона их измерений, мест установки датчиков и допустимых погрешностей измерений. Предложен набор критериев эффективности и работоспособности системы стабилизации. На основе численных экспериментов подобраны значения настроечных коэффициентов системы стабилизации и построены переходные процессы изменения углов продольного наклона и продольной угловой скорости корпуса при единичном ударном нагружении машины. Показано, что предложенный подход обеспечивает асимптотическую устойчивость рассматриваемой колебательной системы. С целью оценки работоспособности на основе имитационного моделирования построены осциллограммы изменения углов поворота адаптера и сил на штоке гидравлического цилиндра при движении комбайна с включенной системой стабилизации по грунтовой дороге и асфальтобетону с различными скоростями. Приведена оценка эффективности разработки. Сформулированы условия модернизации существующего поколения комбайнов для их оснащения предложенной системой стабилизации. Сформулированы выводы и определены направления дальнейших исследований.

**Ключевые слова:** кормоуборочный комбайн, плавность хода, стабилизация движения, эффективность, работоспособность, система управления, алгоритм, расчетная схема.

**Для цитирования:** Сиротин П.В. Синтез системы инерционной динамической стабилизации с управлением по набору параметров, измеряемых на борту самоходной машины // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 1. С. 29–39. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-1-29-39.

The work is devoted to the development of the direction of inertial dynamic damping and stabilization of self-propelled transport and technological machines with a mounted working body. The necessity and possibility of improving the previously developed control equations for the stabilization system has been substantiated. The description of the approach for the synthesis of the control system is given and the application of integral criteria for the formation of requirements for the transient processes of the control system is substantiated. A model of optimal control is proposed, for providing the information field of which a set of parameters measured on board the self-propelled vehicle is determined. The algorithm of the control system is adaptive, automatically reconfiguring the gain in the system depending on the change in its inertial parameters.

On the example of the kinematic diagram of the drive by the mobility of the adapter of a modern forage harvester, a design diagram is presented for recalculating the values of the required stabilizing moments into the force developed by a hydraulic cylinder or other executive drive. The requirements for the information field of the stabilization system are given in the form of a set of measured parameters, the range of their measurements, the locations of the sensors and the permissible measurement errors. A set of criteria for the effectiveness and efficiency of the stabilization

system is proposed. On the basis of numerical experiments, the values of the tuning coefficients of the stabilization system were selected and the transient processes of changes in the angles of the longitudinal inclination and the longitudinal angular velocity of the body were constructed under a single shock loading of the machine. It is shown that the proposed approach provides asymptotic stability of the considered oscillatory system. In order to assess the performance on the basis of simulation modeling, oscillograms of changes in the angles of rotation of the adapter and the forces on the rod of the hydraulic cylinder when the combine moves with the stabilization system turned on on a dirt road and asphalt concrete at different speeds are constructed. The evaluation of the development efficiency is given. The conditions for the modernization of the existing generation of combines for their equipping with the proposed stabilization system are formulated. Conclusions are formulated and directions for further research are determined.

**Keywords:** forage harvester, smooth running, motion stabilization, efficiency, working capacity, control system, algorithm, design scheme.

**Cite as:** Sirotnin P.V. Synthesis of a system of inertial dynamic stabilization with control according to a set of parameters measured on board a self-propelled vehicle. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2021. No 1, pp. 29–39 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-1-29-39.

## Введение

Одними из наиболее энергоемких транспортно-технологических машин современного аграрно-промышленного комплекса являются зерноуборочные комбайны (ЗУК) и кормоуборочные комбайны (КУК), производительность и эффективность которых существенно влияет на качество и стоимость конечных продуктов питания. Выявленные ранее особенности конструкции и компоновки ЗУК и КУК обуславливают действующие на них силовые и кинематические возмущения широкого частотного диапазона [1–3]. В связи с этим для большинства современных машин и машин нового поколения требуется разработка научно-обоснованных технических решений по виброзащите конструкции и операторов. Одним из вариантов повышения плавности хода, снижения вибронегативности операторов существующего поколения ЗУК и КУК является применение систем динамической стабилизации за счет обеспечения подвижности адаптера относительно корпуса при движении [4, 5]. Однако эффективность, работоспособность, экономическая целесообразность предложенной интеллектуальной системы предопределяет заложенные в ее основу алгоритм и законы управления, которые должны отвечать комплексу критериев и соответствовать текущему уровню техники. С учетом изложенного разработка, исследование и совершенствование алгоритмов управления системами стабилизации движения является важной научно-технической задачей, решение которой обеспечивает сельскохозяйственной технике требуемый уровень свойств, соответствующих современным условиям ведения эффективного и экологически безопасного агрохозяйства [5].

В работе П.В. Сиротина [6] получено выражение для оптимального управления пропорционально-дифференциальным регулятором системы стабилизации движения самоходных комбайнов. В случае представления закона управления в начальных переменных динамический стабилизирующий момент предложено определять как [6]:

$$M_{\text{дс}} = -J_{\text{к+ад}} C_1 (\Delta\varphi_C) + J_{\text{к+ад}} C_2 (\Delta\omega_C) + M_{\text{ст}}, \quad (1)$$

где  $J_{\text{к+ад}}$  – момент инерции корпуса с адаптером относительно центра масс КУК;  $C_1 = \mu_3 \cdot \mu_4$ ,  $C_2 = \mu_3 + \mu_4$  – коэффициенты усиления;  $\Delta$  – символ приращения фазовой переменной за время  $dt$ ;  $M_{\text{ст}} = m_{\text{ад}} g (X_A - X_O)$  – статический момент от веса адаптера;  $m_{\text{ад}}$  – масса адаптера;  $X_A$ ,  $X_O$  – продольные координаты точек  $A$  и  $O$  (рис. 1) в связанной с центром масс корпуса системе координат перед началом движения, соответственно;  $\mu_3$ ,  $\mu_4$  – корни характеристического уравнения.

Выражение (1) для оптимального управления является основанием для построения системы управления на основе пропорционально-дифференциального регулятора, однако использование в качестве одной из фазовых координат угла наклона корпуса  $\varphi_C$  является проблематичным по следующим причинам:

- измерение угла  $\varphi_C$  наклона корпуса представляет определенные трудности, в отличие от измерения угловой скорости  $\dot{\varphi}_C$  корпуса;
- в случае движения комбайна на подъем или спуск появляется постоянная составляющая угла наклона корпуса, что может привести к ненужному повороту адаптера.

## Цель исследований

Разработка принципов и теоретического обоснования системы инерционной динамической стабилизации движения самоходных комбайнов.

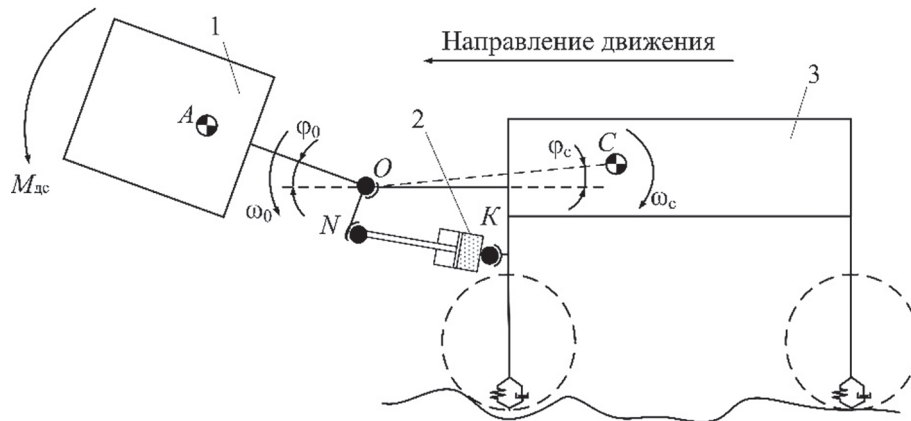


Рис. 1. Схема работы системы стабилизации корпуса самоходной машины

Fig. 1. Scheme of operation of the self-propelled vehicle body stabilization system

ческой стабилизации движения, работающей на основе уравнений оптимального управления по набору фазовых переменных, измерение которых возможно на борту ЗУК и КУК, а также обоснование требований к информационному полю, оценке работоспособности и эффективности разработки.

### Материалы и методы

Синтез системы стабилизации движения с оптимальным управлением основан на применении квадратичного интегрального критерия, содержащего координаты объекта и параметры системы управления [7]. Использование интегральных критериев, в частности квадратичных функционалов, позволяет определить требования к переходным процессам системы управления заданием значений небольшого числа их весовых коэффициентов, практически произвольный выбор которых обеспечивает фундаментальное свойство синтезируемой системы – ее асимптотическую устойчивость [7].

Для характеристики исследуемого класса объектов управления сформулировано требование к их желаемому движению, обусловленное общими технологическими и экономическими критериями функционирования реального объекта. В качестве оптимизируемого функционала (критерия качества) интегрального типа приняты выходные переменные [8], такие как спектральная плотность углов продольного наклона корпуса и вибронегруженность рабочего места оператора, соответствующие требуемому уровню плавности хода и вибронегруженности комбайнов [2, 3].

Поскольку из-за особенностей компоновки и колебаний при движении комбайнов [1, 2] корпус имеет относительно малые углы отклонения, то модель его продольно-углового движения представлена линеаризованной (рис. 1). Для анализа рассмотрена динамическая модель КУК, включающая подвижную составную часть 1 в виде адаптера, гидроцилиндр 2, корпус 3. Шарниры  $O$ ,  $N$  и  $K$  обеспечивают подвижность адаптера 1 относительно корпуса 3. Как показано в работе [6], требуемый динамический стабилизирующий момент  $M_{dc}$  формируется путем принудительного поворота адаптера 1 относительно корпуса 3 на угол  $\varphi_0$  с требуемой угловой скоростью  $\omega_0$  (рис. 1).

Оценка работоспособности системы стабилизации движения и оптимального закона ее управления проведена на основе ранее разработанной и верифицированной автором математической и имитационной модели движения ЗУК и КУК [9, 10]. В качестве критерия работоспособности приняты амплитуда углов поворота адаптера относительно корпуса и требуемые силы на штоке гидроцилиндра, что обусловлено геометрическими ограничениями и давлением гидравлической системы существующего поколения комбайнов. Оценка эффективности системы стабилизации проведена путем сравнения кинематических и динамических параметров движения КУК при включенной системе стабилизации и без нее по следующим параметрам: продолжительность переходного процесса угловых колебаний корпуса при его ударном нагружении; спектральная плотность углов продольного наклона корпуса  $S(\omega)$ ; вибронегруженность рабочего места.

## Результаты и обсуждение

Для достижения поставленной цели предлагается исключить из уравнения оптимального управления (1) фазовую переменную  $\varphi_C$ . Тогда получим:

$$M_{дс} = J_{к+ад} C_2 (\Delta\omega_C) + M_{ст}. \quad (2)$$

Управление системой стабилизации на основе уравнения (2) имеет недостаток, заключающийся в том, что фазовая переменная не является управляемой. Стабилизация ГТМ осуществляется за счет поворота адаптера относительно поперечной оси, проходящей через точку  $O$  (см. рис. 1), т.е. управляемыми фазовыми переменными являются  $\Delta\varphi_O$  и  $\Delta\dot{\omega}_O$ . Для перехода в модели управления (2) к этим фазовым переменным запишем выражение для  $M_{дс}$ :

$$M_{дс} = J_{ад-O} (\Delta\dot{\omega}_O),$$

где  $J_{ад-O} = J_{ад} + m_{ад} |AO|^2$  – момент инерции адаптера относительно поперечной оси, проходящей через точку  $O$ ;  $\Delta\dot{\omega}_O$  – приращение углового ускорения адаптера при вращении относительно поперечной оси, проходящей через точку  $O$ .

Тогда можно записать:

$$\Delta\dot{\omega}_C = -\frac{J_{ад-O}}{J_{к+ад}} \Delta\dot{\omega}_O = -K \Delta\dot{\omega}_O, \quad (3)$$

где  $K$  – переменный коэффициент усиления регулятора.

Проинтегрируем по времени левую и правую части уравнения (3):

$$\int_{t_{i-1}}^{t_i} \Delta\dot{\omega}_C dt = -\int_{t_{i-1}}^{t_i} K \Delta\dot{\omega}_O dt; \quad (4)$$

$$\Delta\omega_C = -K \Delta\omega_O,$$

где  $\Delta t = t_i - t_{i-1}$  – интервал регулирования.

Для управления поворотом адаптера в момент времени  $t_i$  за счет приложения к нему  $M_{дс}(t_i)$  воспользуемся пропорционально-дифференциальным регулятором вида:

$$M_{дс}(t_i) = C_3 \Delta\varphi_O(t_i) + C_4 \frac{d[\Delta\varphi_O(t_i)]}{dt};$$

$$\Delta\varphi_O(t_i) = \varphi_{Oзад}(t_i) - \varphi_O(t_i), \quad (5)$$

где  $C_3, C_4$  – коэффициенты усиления регулятора;  $\varphi_{Oзад}(t_i)$  – заданное значение угла поворота адаптера (уставка);  $\varphi_O(t_i)$  – фактическое текущее значение угла поворота адаптера.

Значение уставки  $\varphi_O(t_i)$  с учетом выражений (2) и (4) определим как:

$$\varphi_{Oзад}(t_i) = \varphi_O(t_{i-1}) + \frac{1}{K} C_2 (\Delta\omega_C) \Delta t, \quad (6)$$

где – значение угла поворота адаптера в конце предыдущего такта управления;  $\Delta t = t_i - t_{i-1}$  – интервал времени управления.

Окончательно оптимальное управление (5) для  $M_{дс}$  с учетом (6) примет вид:

$$M_{дс}(t_i) = C_3 \left\{ \varphi_O(t_{i-1}) + \frac{1}{K} C_2 (\Delta\omega_C) \Delta t \right\} + C_4 \frac{d \left[ \varphi_O(t_{i-1}) + \frac{1}{K} C_2 (\Delta\omega_C) \Delta t \right]}{dt}. \quad (7)$$

В уравнении оптимального управления (7) переменный коэффициент усиления регулятора зависит от изменения момента инерции системы «корпус КУК – адаптер» при повороте адаптера. Таким образом, можно констатировать, что алгоритм работы системы управления стабилизацией корпуса комбайна является адаптивным, автоматически перенастраивающим усиление в системе в зависимости от изменения ее инерционных параметров [7, 8].

Для пересчета значения момента динамической стабилизации  $M_{дс}$  в силу  $P_{гц}$ , развиваемую гидроцилиндром, воспользуемся расчетной схемой, соответствующей кинематической схеме системы подъема и опускания адаптера КУК RSM 2650 (рис. 2).

Величина стабилизирующего момента определяется силой, развиваемой гидроцилин-

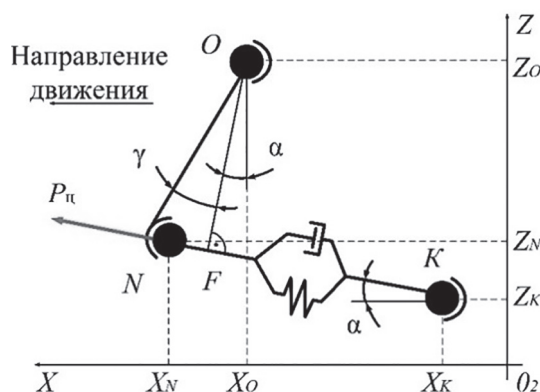


Рис. 2. Расчетная схема для определения силы, развиваемой гидроцилиндром

Fig. 2. Design scheme for determining the force developed by the hydraulic cylinder

дром и геометрическими параметрами подвески адаптера:

$$M_{dc} = P_{ц} |OF| = P_{ц} |ON| \cos \gamma; \quad (8)$$

$$\gamma = \arctg \frac{Z_O - Z_N}{X_N - X_O} - \arctg \frac{Z_N - Z_K}{X_N - X_K},$$

где  $Z_O, Z_N, Z_K$  – вертикальные координаты точек  $O, N, K$ , соответственно;  $X_O, X_N, X_K$  – горизонтальные координаты точек  $O, N, K$ , соответственно. Сила  $P_{ц}$  является управляющим воздействием, подлежащим определению.

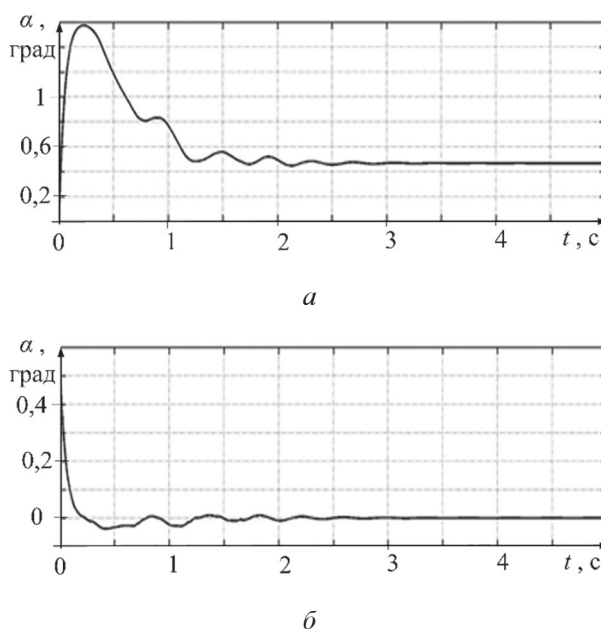
Окончательно получим:

$$P_{ц} = -0,5 \frac{(M_{dc} - M_{ст})}{|ON| \cos \gamma}. \quad (9)$$

Значения коэффициентов  $C_2, C_3$  и  $C_4$  в управлении (7) определяют на основании требований к времени затухания и виду переходного процесса в системе, а также времени перерегулирования.

Требования к информационному полю, обеспечивающему работу системы стабилизации КУК, определяются составом параметров, которые необходимо замерять на борту КУК для обеспечения работы системы. В таблице представлены измеряемые параметры и обоснованные с помощью проведенных численных экспериментов их допустимые относительные погрешности измерений. Следует отметить, что для оценки параметра «действующая величина угла поворота адаптера» существующее поколение комбайнов, в т.ч. отечественного производства, оснащаются соответствующими датчиками с бесконтактным принципом замеров, имеющими разрешающую способность до  $0,1^\circ$ . Таким образом, для реализации предложенной системы на существующем поколении КУК ее требуется дооснастить датчиками оценки  $\omega_c$  и регулятором, который необходим для управления потоками жидкости от насоса в двухсторонние гидроцилиндры подъема-опускания адаптера.

На основе численных экспериментов были подобраны следующие значения коэффициентов уравнения (7):  $C_2 = -0,5$  Н/рад;  $C_3 = -5 \cdot 10^7$  Н/рад;  $C_4 = -100$  Нс/рад. На рис. 3 показан вид переходного процесса для угла продольного наклона и продольной угловой скорости корпуса для указанных значений коэффициентов. Приведенный вид переходных процессов является удовлетворительным. Как видно из рис. 3, принятые значения коэффициентов  $C_2-C_4$  обеспечивают гашение колебаний корпуса за два периода колебаний, продолжающихся 1,2–1,3 с, что для систем инерционного динамического гашения является достаточно высоким показателем [11].



**Рис. 3. Вид переходного процесса для угла продольного наклона (а) и продольной угловой скорости (б) корпуса**

*Fig. 3. The type of transient process for the caster angle (a) and longitudinal angular velocity (b) of the body*

Таблица

**Состав измеряемых параметров для системы стабилизации КУК**

*Table. Composition of the measured parameters for the forage harvester stabilization system*

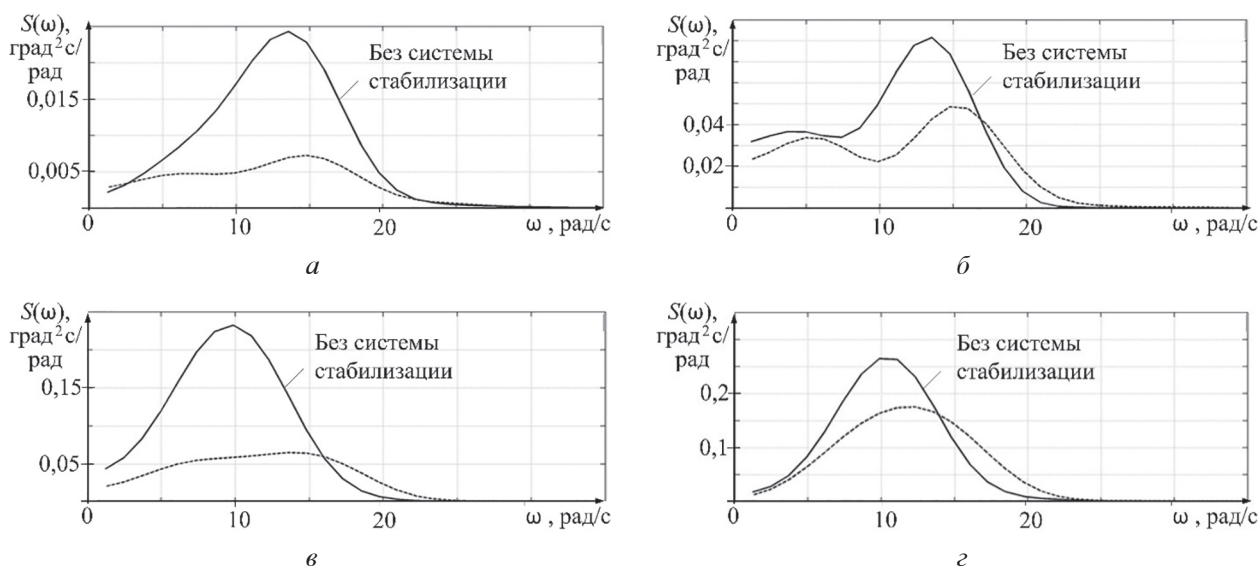
Параметры	Диапазон измерений	Место измерения	Погрешность измерений, %
Действующая величина угловой скорости продольно-угловых колебаний корпуса КУК, град/с	$\pm 45$	центр тяжести корпуса КУК	1
Действующая величина угла поворота адаптера, град	+38	ось вращения адаптера	0,5

На построенных графиках спектральной плотности углов продольного наклона корпуса КУК при прямолинейном движении по асфальтобетонному шоссе (рис. 4) и грунтовой дороге (рис. 5) видны характерные моды колебаний комбайна на пневматических шинах [12], интенсивность которых пропорциональна скорости движения.

При движении КУК по асфальтобетонному шоссе (рис. 4) система стабилизации движения, работающая по предложенному управлению, показала наибольшую эффективность при скорости 5 и 15 км/ч. На скорости 10 км/ч, как и в случае движения по грунтовой дороге со скоростью 5 км/ч, при срабатывании системы стабилизации основная действующая

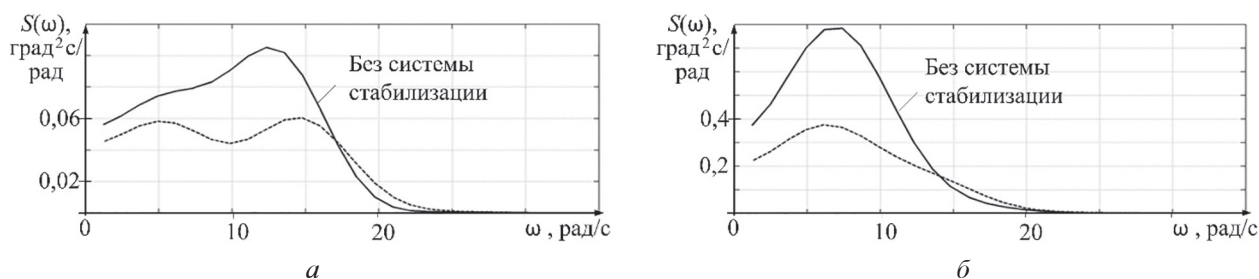
гармоника делится на две, из которых низкочастотная, как показано ранее [12], соответствует вертикальным линейным перемещениям корпуса на пневматических шинах. Наименьшую эффективность система инерционного гашения имеет при скорости движения 20 км/ч, что обуславливает необходимость исследования и оптимизации требований к быстрдействию.

При движении по грунтовой дороге со скоростью 5 км/ч включение системы стабилизации приводит к подавлению и разделению основной гармоника на две, уровень которых не превышает 50 % от исходной. На скорости 10 км/ч (рис. 5, б) стабилизация корпуса по предложенному алгоритму позволяет снизить пиковые значения параметра колебаний



**Рис. 4. Спектральные плотности углов продольного наклона корпуса КУК при движении по асфальтобетонному шоссе со скоростью:**  
а – 5 км/ч; б – 10 км/ч; в – 15 км/ч; г – 20 км/ч

*Fig. 4. Spectral densities of the longitudinal tilt angles of the forage harvester body when driving along an asphalt-concrete highway at a speed: a – 5 km/h; b – 10 km/h; c – 15 km/h; d – 20 km/h*



**Рис. 5. Спектральные плотности углов продольного наклона корпуса КУК при движении по грунтовой дороге со скоростью:**  
а – 5 км/ч; б – 10 км/ч

*Fig. 5. Spectral densities of the longitudinal tilt angles of the forage harvester body when driving on a dirt road at a speed: a – 5 km/h; b – 10 km/h*

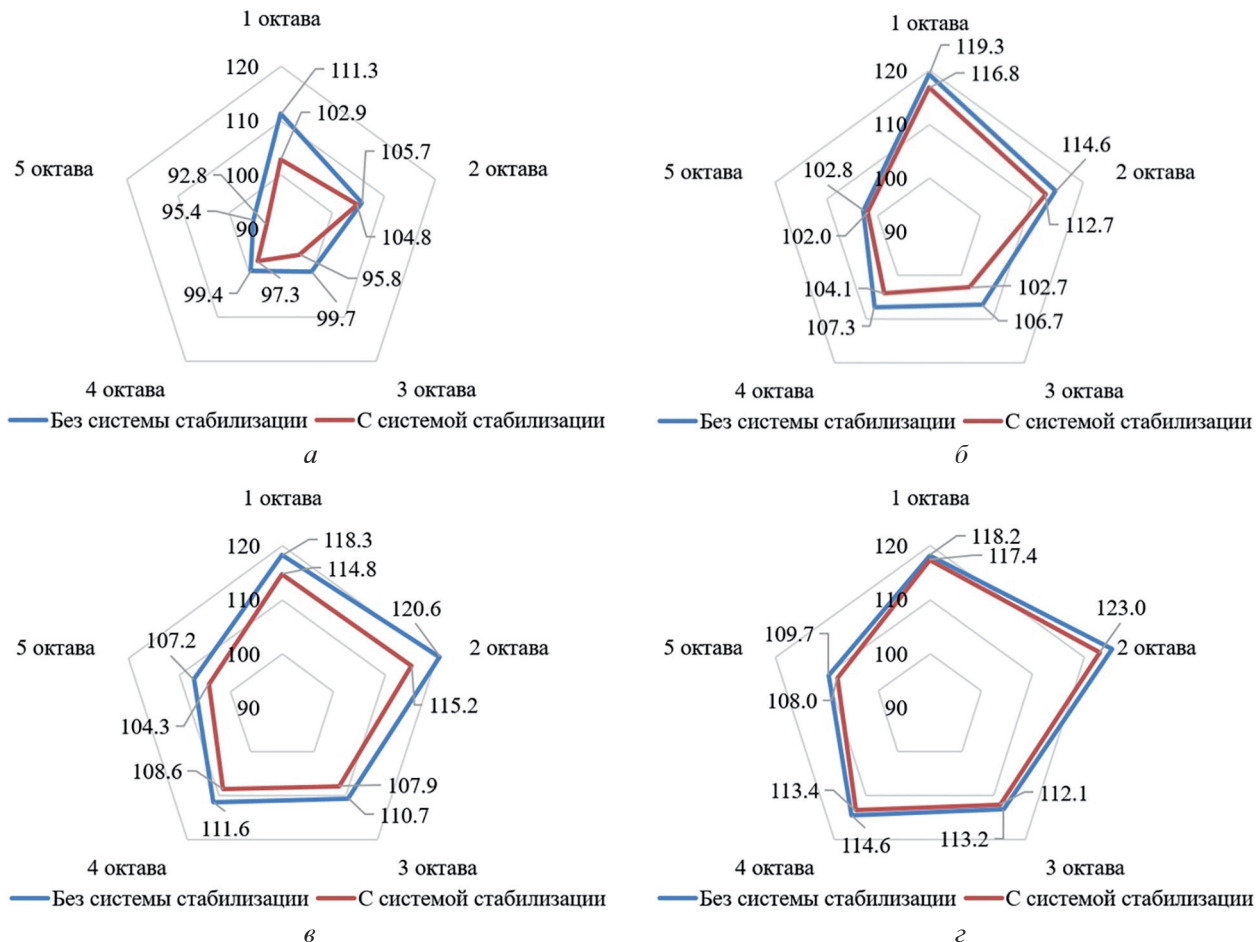
на 125 %. При этом частота основной моды колебаний корпуса практически не меняется.

В результате имитационного моделирования отмечено, что работа системы стабилизации также снижает вибронегруженность рабочего места во всем нормируемом частотном диапазоне и на всех исследуемых в данной работе режимах движения (рис. 6, 7). В случае движения по асфальтобетонному шоссе эффективность системы стабилизации в части вибронегруженности рабочего места (рис. 6) имеет прямую связь с параметром  $S(\omega)$  для соответствующего режима движения (см. рис. 4). Наибольший эффект в части вибронегруженности отмечен при скорости 5 и 15 км/ч. На этих режимах снижение вибронегруженности по отдельным октавам составляет 4–8,4 дБ (рис. 7 а, в). При движении по грунтовой дороге со скоростью 5 км/ч стабилизация корпуса обеспечи-

вает снижение вибрации в первой, четвертой и пятой октавах от 1,6 до 2,6 дБ, а во второй и третьей октавах – до 4,2–4,3 дБ. На скорости 10 км/ч эффект от системы стабилизации по всем октавам составляет 1,3–1,9 дБ.

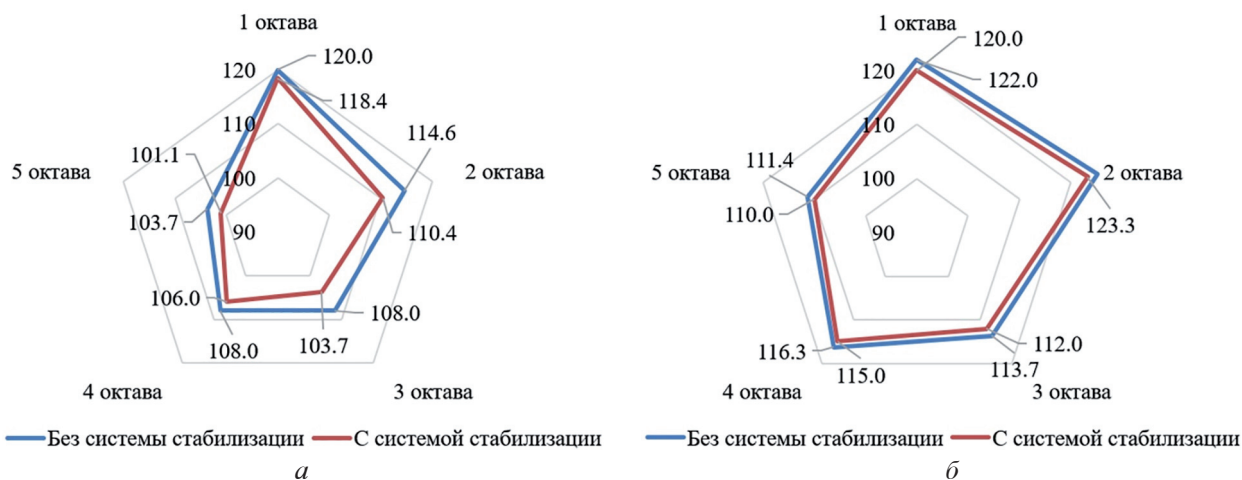
Для оценки работоспособности проведены имитационные испытания, в результате которых получены и сопоставлены временные реализации углов поворота адаптера относительно корпуса (рис. 8, 9), реализация сил на штоке гидроцилиндра (рис. 10, 11) при движении КУК по асфальтобетонному шоссе (рис. 8, 10), по грунтовой дороге (рис. 9, 11).

Одним из определяющих показателей, подтверждающих работоспособность способа инерционной динамической стабилизации движения на примере КУК, является диапазон углов поворота адаптера относительно корпуса при работе системы. Данный параметр



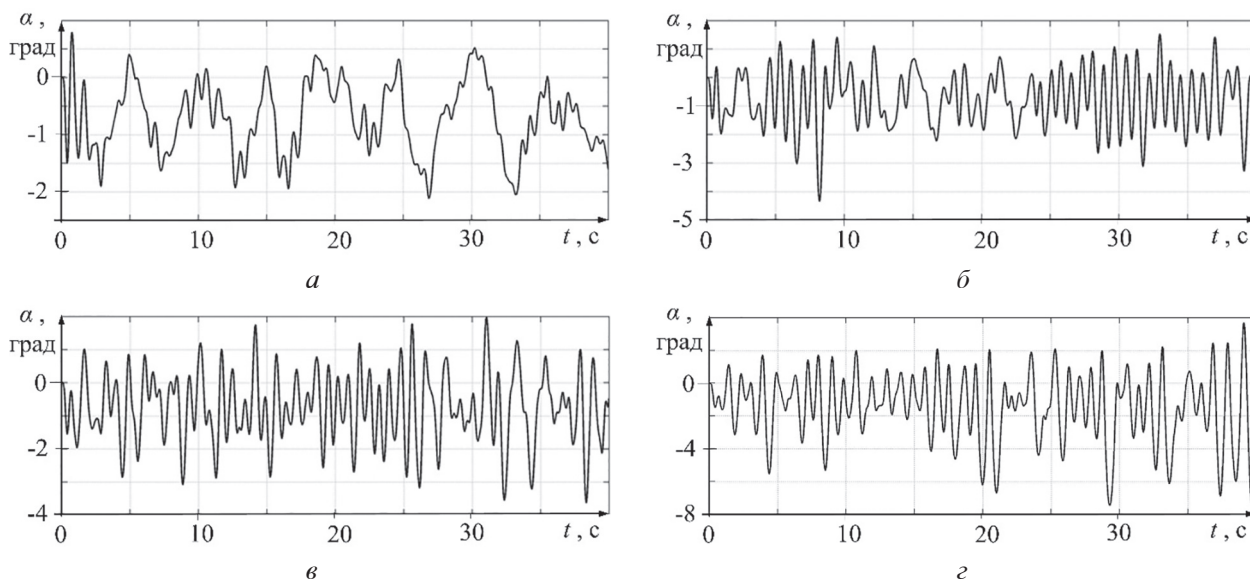
**Рис. 6. Действующие уровни вертикальных виброускорений в кабине оператора КУК при движении по асфальтобетонному шоссе со скоростью:**  
 а – 5 км/ч; б – 10 км/ч; в – 15 км/ч; г – 20 км/ч

*Fig. 6. The effective levels of vertical vibration accelerations in the forage harvester operator's cabine when driving on an asphalt concrete highway at a speed: a – 5 km/h; b – 10 km/h; c – 15 km/h; d – 20 km/h*



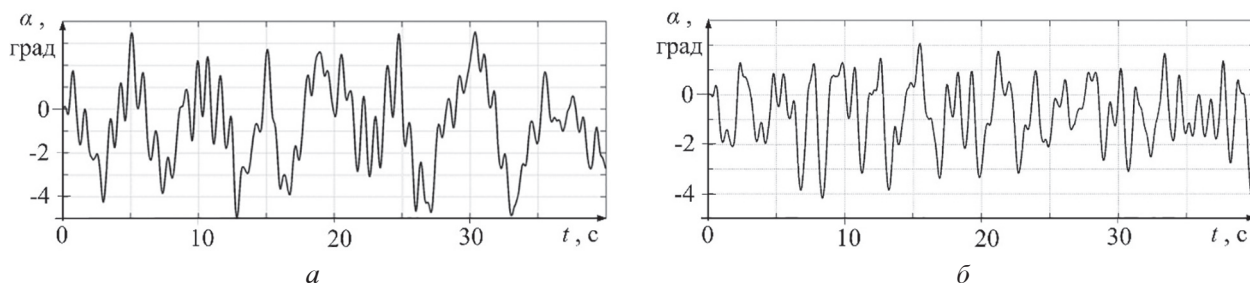
**Рис. 7. Действующие уровни вертикальных виброускорений в кабине оператора КУК при движении по грунтовой дороге со скоростью:**  
*a* – 5 км/ч; *б* – 10 км/ч

*Fig. 7. The effective levels of vertical vibration accelerations in the forage harvester operator's cabine when driving on a dirt road at a speed: a – 5 km/h; b – 10 km/h*



**Рис. 8. Временные реализации углов поворота адаптера вокруг оси вращения при движении по асфальтобетонному шоссе с включенной системой стабилизации:**  
*a* – 5 км/ч; *б* – 10 км/ч; *в* – 15 км/ч; *г* – 20 км/ч

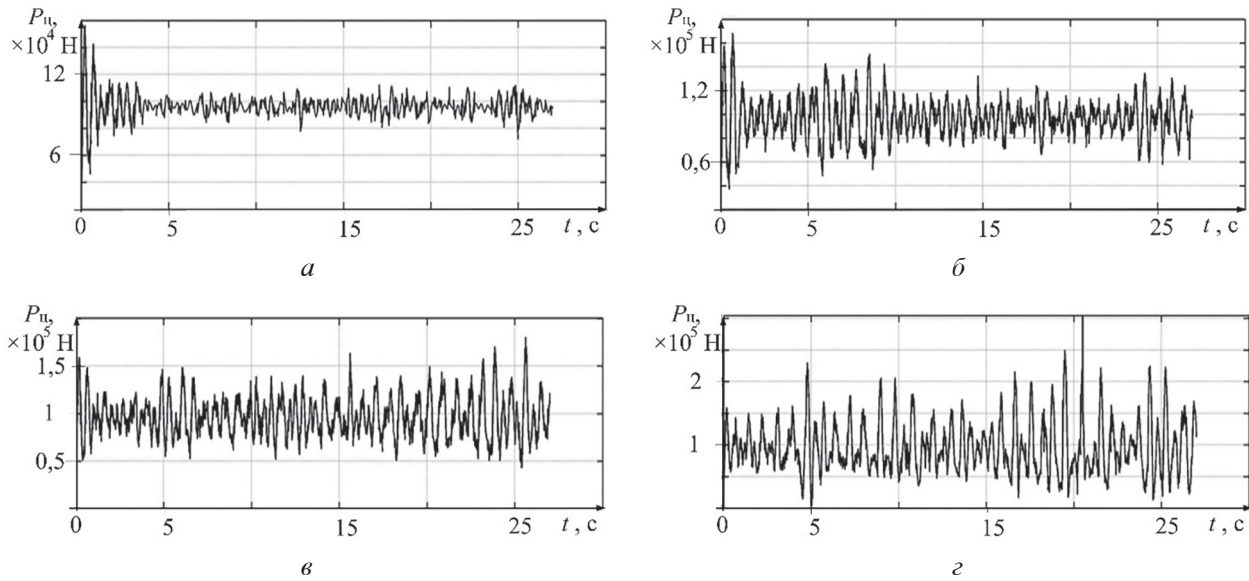
*Fig. 8. Time realizations of the angles of rotation of the adapter around the axis of rotation when driving on an asphalt-concrete highway with the stabilization system turned on:*  
*a* – 5 km/h; *b* – 10 km/h; *c* – 15 km/h; *d* – 20 km/h



**Рис. 9. Временные реализации углов поворота адаптера вокруг оси вращения при движении по грунтовой дороге с включенной системой стабилизации:**  
*a* – 5 км/ч; *б* – 10 км/ч

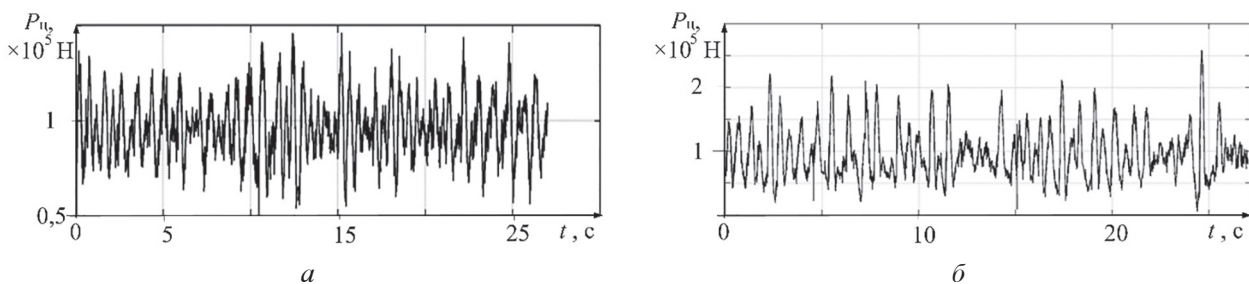
*Fig. 9. Time realizations of the angles of rotation of the adapter around the axis of rotation when driving on a dirt road with the stabilization system turned on: a – 5 km/h; b – 10 km/h*





**Рис. 10. Временные реализации сил на штоке гидроцилиндра при движении по асфальтобетонному шоссе с включенной системой стабилизации:**  
 а – 5 км/ч; б – 10 км/ч; в – 15 км/ч; з – 20 км/ч

*Fig. 10. Time realizations of forces on the hydraulic cylinder rod when driving on an asphalt-concrete highway with the stabilization system turned on: a – 5 km/h; b – 10 km/h; c – 15 km/h; d – 20 km/h*



**Рис. 11. Временные реализации сил на штоке гидроцилиндра при движении по грунтовой дороге с включенной системой стабилизации:**  
 а – 5 км/ч; б – 10 км/ч

*Fig. 11. Time realizations of forces on the hydraulic cylinder rod when driving on a dirt road with the stabilization system turned on: a – 5 km/h; b – 10 km/h*

ограничен ходом гидроцилиндров системы подъема и опускания адаптера, а также недопустимостью контакта колеблющегося адаптера с опорной поверхностью или корпусом КУК. На представленных осциллограммах видно, что во всех исследуемых режимах угол размаха адаптера составляет до  $12^\circ$  (рис. 8, 9), что является допустимой величиной, удовлетворяющей обозначенным выше ограничениям. При движении по асфальтобетону по мере увеличения скорости с 5 до 20 км/ч угол размаха увеличивается с  $2,5$  до  $12^\circ$  (рис. 8). В случае движения КУК по грунтовой дороге со скоростью 5 и 10 км/ч угол размаха адаптера составлял  $6$  и  $9^\circ$  соответственно (рис. 9). Большой угол размаха адаптера при движении по ас-

фальтобетону можно объяснить отличием геометрических характеристик дорог в части кривизны и длины неровностей.

Основным параметром, определяющим требования к гидравлическому приводу системы стабилизации, являются силы на штоке гидроцилиндров. Величина  $P_{ш}$  и интенсивность ее изменения во многом определяет требования к гидравлическому приводу в части быстродействия, рабочего и номинального давления, производительности и др. На представленных осциллограммах  $P_{ш}(t)$  изменение  $P_{ш}$  происходит относительно усилия около  $1,0 \cdot 10^5$  Н, обусловленного действием статического веса адаптера. При движении по асфальтобетонному шоссе (рис. 10) усилия на штоке пропорци-

ональны скорости движения: так, если при скорости 5 км/ч максимальное усилие составляло до  $1,1 \cdot 10^5$  Н, то на скорости 20 км/ч – до  $2,5 \cdot 10^5$  Н, а в отдельных моментах – до  $3,0 \cdot 10^5$  Н. При движении по грунтовой дороге (рис. 11) расчетные усилия на гидроцилиндре составляли  $1,5$ – $2,2 \cdot 10^5$  Н, а в отдельных моментах – до  $2,6 \cdot 10^5$  Н.

Таким образом, в случае применения в качестве исполнительного привода двух гидроцилиндров от каждого из них требуется реализация до  $1,5 \cdot 10^5$  Н (15 тс). Конструкция комбайнов существующего поколения предполагает применение гидравлической системы с номинальным давлением 16 МПа, максимальным давлением 21 МПа, при этом диаметр поршневой полости гидроцилиндра составляет 80 мм, а штоковой – 70 мм. Максимальное усилие, реализуемое гидроцилиндрами комбайнов существующего поколения, составляет 10,55 тс, чего недостаточно для удовлетворения требования работоспособности системы стабилизации. Реализация предложенной системы требует либо изменения параметров гидроцилиндров, либо изменения номинального давления гидросистемы. Для обоснования направлений модернизации КУК необходимо проведение дополнительных численных экспериментов.

Выявленное гашение продольно-угловых колебаний корпуса снижает раскачивание кабины, что позволяет применить виброизоляторы с пониженной угловой и боковой жесткостью и улучшить виброакустическую защиту рабочего места оператора от действия средне- и высокочастотных вибрационных нагрузок со стороны технологических и рабочих органов.

### Выводы

1. Разработан алгоритм работы системы инерционной динамической стабилизации, позволяющей за счет принудительных поворотов навесного рабочего органа уменьшить продольно-угловые колебания самоходных машин. Алгоритм управления системой стабилизации корпуса комбайна является адаптивным, автоматически перенастраивающим величину стабилизирующего момента в зависимости от изменения инерционных параметров колебательной системы.

2. Обоснованы требования к информационному полю, обеспечивающему работу системы инерционной динамической стабилизации

комбайнов. Выделенное информационное поле частично обеспечивается конструкцией существующего поколения машин. Для обеспечения работоспособности системы стабилизации комбайны поколения должны быть дооснащены датчиками оценки продольно-угловой скорости корпуса.

3. Методами имитационного моделирования движения КУК установлено, что система инерционной динамической стабилизации, работающая на основе предложенных уравнений, имеет высокую эффективность как в части стабилизации колебаний корпуса, так в части вибронегативности рабочего места. Достигнутые уровни параметров плавности хода комбайна позволяют пересмотреть подходы проектирования систем поддрессирования кабины.

4. На основе проведенной оценки работоспособности системы стабилизации на примере КУК показано, что геометрические требования обеспечения подвижности адаптера относительно корпуса обеспечиваются. Требования работоспособности по условию развиваемых гидроцилиндром усилий на существующем поколении серийных машины выполнить возможно, для чего потребуются конструктивные изменения гидросистемы.

### Литература

1. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental studies of ride quality of self-propelled combine harvester // XIV International Scientific-Technical Conference “Dynamic of Technical Systems” (DTS-2018). September 12–14, 2018. Rostov-on-Don, Russian Federation, : MATEC Web of Conferences Volume 226 (2018), 2018.
2. Сиротин П.В., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // Труды НАМИ. 2017. № 4 (271) С. 67–74.
3. Сиротин П.В., Лебединский И.Ю., Кравченко В.В. Анализ виброакустической нагруженности рабочего места операторов зерноуборочных комбайнов // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2018. № 1 (53). С. 113–121.
4. Жилейкин М.М., Сиротин П.В. Способ стабилизации движения самоходных транспортно-технологических машин: патент на изобретение № 2708404. Российская Федерация. Опубл. 06.12.2019, Бюл. № 34.
5. Сиротин П.В. Обоснование и разработка способа стабилизации движения зерно- и кормоуборочных комбайнов на основе принципа инерциаль-

- ного динамического гашения // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 2. С. 56–64.
6. Сиротин П.В. Синтез закона оптимального управления системой активной динамической стабилизации движения самоходной машины с навесным рабочим органом // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 5. С. 5–12. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-5-5-12.
  7. Андрущенко В.А. Теория систем автоматического управления: учеб. пособие. Л.: Изд.-во Ленинградского университета, 1990. 256 с.
  8. Иванов В.А., Фалдин Ф.В. Теория оптимальных систем автоматического управления. М.: Наука, 1981. 336 с.
  9. Жилейкин М.М., Сиротин П.В. Исследование динамики движения зерно- и кормоуборочных комбайнов методами математического и имитационного моделирования // Тракторы и сельхозмашины. 2019. № 1. С. 53–59.
  10. Сиротин П.В., Жилейкин М.М., Сапегин А.Г. Исследование динамики движения самоходных кормоуборочных комбайнов методами имитационного моделирования // Одиннадцатая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (с международным участием) «Будущее машиностроения России»: сборник докладов. 24–27 сентября 2018 г. / Союзмашиностроителей России, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 842 с.
  11. Челомей В.М. Вибрация в технике: справочник. В 6-ти т. / ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение, 1981. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В. Фролова. 1981. 456 с.
- ## References
1. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental studies of ride quality of self-propelled combine harvester // XIV International Scientific-Technical Conference “Dynamic of Technical Systems” (DTS-2018). September 12–14, 2018. Rostov-on-Don, Russian Federation: MATEC Web of Conferences Volume 226 (2018). 2018.
  2. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental evaluation of the smooth running of a self-propelled forage harvester. Trudy NAMI. 2017. No 4 (271), pp. 67–74 (In Russ.).
  3. Sirotin P.V., Lebedinskiy I.YU., Kravchenko V.V. Analysis of vibroacoustic loading of the workplace of combine harvester operators. Sovremennyye naukoemye tekhnologii. Regional'noye prilozheniye. 2018. No 1 (53), pp. 113–121 (In Russ.).
  4. Patent RF 2019104661, 19.02.2019. Sposob stabilizatsii dvizheniya samokhodnykh transportno-tekhnologicheskikh mashin [A method for stabilizing the movement of self-propelled transport and technological machines]. Patent Rossii No 2 708 404. 2019. Byul. No 34. Zhileykin M.M., Sirotin P.V.
  5. Sirotin P.V. Justification and development of a method for stabilizing the movement of grain and forage harvesters based on the principle of inertial dynamic damping. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 2, pp. 56–64 (In Russ.).
  6. Sirotin P.V. Synthesis of the law of optimal control of the system of active dynamic stabilization of the movement of a self-propelled vehicle with a mounted working body. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 5, pp. 5–12 (In Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-5-5-12.
  7. Andryushchenko V.A. Teoriya sistem avtomaticheskogo upravleniya [Theory of automatic control systems]: ucheb. posobiye. Leningrad: Izd.-vo Leningradskogo universiteta Publ., 1990. 256 p.
  8. Ivanov V.A., Faldin F.V. Teoriya optimal'nykh sistem avtomaticheskogo upravleniya [Theory of optimal automatic control systems]. Moscow: Nauka Publ., 1981. 336 p.
  9. Zhileykin M.M., Sirotin P.V. Investigation of the dynamics of movement of grain and forage harvesters by methods of mathematical and simulation modeling. Traktory i sel'khoz mashiny. 2019. No 1, pp. 53–59 (In Russ.).
  10. Sirotin P.V., Zhileykin M.M., Sapegin A.G. Study of the dynamics of movement of self-propelled forage harvesters using simulation methods. Odinnadtsataya Vserossiyskaya konferentsiya molodykh uchenykh i spetsialistov (s mezhdunarodnym uchastiyem) «Budushcheye mashinostroyeniya Rossii»: sbornik dokladov. 24–27 sentyabrya 2018 g. Soyuz mashinostroiteley Rossii [Eleventh All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists (with International Participation) “The Future of Russian Mechanical Engineering”]: collection of reports. September 24–27, 2018. Russian Engineering Union, Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet imeni N.E. Baumana. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2018. 842 p.
  11. Chelomey V.M. Vibratsiya v tekhnike: Spravochnik [Vibration in machinery: Reference book]. V 6-ti t. / Red. совет: V.N. Chelomey (pred.). Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. Vol. 6. Zashchita ot vibratsii i udarov [Vibration and shock protection] / Pod red. K.V. Frolova. 1981. 456 p.