

СИНТЕЗ ЗАКОНА ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМОЙ АКТИВНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ САМОХОДНОЙ МАШИНЫ С НАВЕСНЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

SYNTHESIS OF THE LAW OF OPTIMAL CONTROL OF THE SYSTEM OF ACTIVE DYNAMIC STABILIZATION OF THE MOVEMENT OF A SELF-PROPELLED MACHINE WITH A MOUNTED WORKING BODY

П.В. СИРОТИН, к.т.н.

Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) им. М.И. Платова, Новочеркасск, Ростовская обл., 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 созданию разработки систем и технических устройств для снижения динамических нагрузок, действующих на операторов и несущую систему самоходных машин. Сформулирована ее цель, заключающаяся в разработке алгоритма и закона оптимального управления системой стабилизации. Определен набор решаемых для этого задач, выделены требования к информационному полю, обоснована элементная база системы стабилизации. Сформулирована задача оптимального управления системой стабилизации. Представлена разработка закона управления системой стабилизации движения самоходных колесных машин на основе принципа активного инерциального гашения колебаний. Разработан закон оптимального управления системой стабилизации с возможностью корректирования требований по затуханию и виду переходного процесса. На основе квадратичных интегральных критериев выделены показатели оценки качества управления системой. Обосновано, что для системы стабилизации корпуса комбайна необходимо регулирование выходных переменных, таких как угловая скорость корпуса и угол продольного наклона корпуса комбайна. Рассмотрена линеаризованная модель продольно-углового движения комбайна, представлены уравнения, связывающие закономерности возмущенного движения корпуса и закон оптимального управления. С помощью имитационного моделирования показана эффективность предложенного способа стабилизации и закона управления системой стабилизации в части снижения продольных углов наклона корпуса при движении по асфальтобетонному шоссе и грунтовой дороге. Показана эффективность предложенного закона управления для подавления тангажа корпуса комбайна при экстренном торможении. Приведены расчетные значения мощности, затрачиваемой на управление системой стабилизации для рассматриваемых режимов движения. На основе расчетов показано, что в общем энергетическом балансе комбайна затраты мощности на управления незначительны, что подтверждает работоспособность предложенного способа стабилизации и закона управления. Сделаны выводы, определены этапы и направление дальнейших исследований.

Ключевые слова: кормоуборочный комбайн, плавность хода, стабилизация движения, алгоритм управления, эффективность, работоспособность.

Для цитирования: 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.

The paper is devoted to the development of systems and technical devices for reduction of dynamic loads acting on operators and the supporting system of self-propelled vehicles. The goal of the paper is to develop an algorithm and a law of optimal control of the stabilization system. The set of tasks to be solved for this is determined, the requirements for the information field are highlighted, the element base of the stabilization system is substantiated. The problem of optimal control of the stabilization system is formulated. The development of a law of control of the stabilization system of the movement of self-propelled wheeled vehicles based on the principle of active inertial vibration damping is presented. The law of optimal control of the stabilization system with the possibility of correcting the requirements for attenuation and the type of transient process was developed. On the basis of quadratic integral criteria, the indicators for assessing the quality of system control are distinguished. It is substantiated that for the system of stabilization of the harvester body it is necessary to regulate the output variables, such as the angular velocity of the body and the angle of the longitudinal inclination of the harvester body. A linearized model of the longitudinal-angular motion of the combine is considered, the equations that connect the laws of the disturbed motion of the body and the law of optimal control are presented. With the help of simulation modeling, the effectiveness of the proposed stabilization method and the law of control of the stabilization system in terms of reducing the longitudinal angles of inclination of the body when driving on an asphalt-concrete highway and a dirt road are shown. The effectiveness of the proposed law of control for suppressing the pitch of the combine body during emergency braking is shown. The calculated values of the power spent on control of the stabilization system for the considered driving modes are given. On the basis of calculations, it is shown that in the total energy balance of the combine, the power consumption for control is insignificant, which confirms the efficiency of the proposed stabilization method and the law of control. Conclusions are drawn, stages and directions of further research are determined.

Keywords: forage harvester, smooth running, motion stabilization, control algorithm, efficiency, performance.

Cite as: Sirotn 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.

Введение

Развитие аграрно-промышленного комплекса является одним из приоритетных направлений экономики страны и во много определяется производительностью и эффективностью используемых машин и механизмов [1], в том числе зерноуборочных комбайнов (ЗУК) и кормоуборочных комбайнов (КУК), как наиболее энергоемких самоходных транспортно-технологических машин. В последние годы важное место в мировом комбайностроении отведено повышению производительности и комфортности на рабочем месте, что в большей степени может быть обеспечено уменьшением действующих на корпус комбайна нагрузок в виде силовых и кинематических возмущений широкого частотного диапазона [2–4]. Исследование динамики движения и разработка нетрадиционных технических средств и систем снижения динамических нагрузок на ЗУК и КУК – актуальная задача, реализация которой является одним из условий перехода к ведению эффективного и экологически безопасного агрохозяйства [5, 6].

Исторически сложившаяся компоновка современных самоходных комбайнов имеет ряд особенностей, что усложняет и даже делает невозможным применение известных способов и систем поддрессоривания транспортного машиностроения [7]. Разработанный автором способ [8] стабилизации движения самоходных машин предполагает снижение негативных явлений, связанных с галопированием самоходной машины, путем приложения к ее корпусу стабилизирующих усилий при принудительном повороте подвижной составной части машины с помощью исполнительного привода (рис. 1). Подвижная составная часть машины 1 в виде навесного адаптера, расположенного спереди, имеет за счет исполнительного привода 2 и шарнирного соединения с корпусом машины 3 одну вращательную степень свободы относительно центра качания O . Представленный пример КУК RSM 2650 (рис. 1, а) рассмотрен как двух-массовая динамическая система, а указанное стабилизирующее усилие, действующее на корпус машины 3, может быть реализовано со стороны исполнительного привода 2 при повороте подвижной составной части машины 1 относительно центра качания O (рис. 1, б) [8]. Реализация указанного способа возможна на основе активной системы с динамическим управлением. В данной работе предполагается, что активная

система требует подведения энергии от внешних источников, а динамическое управление осуществляется в режиме реального времени с текущим (мгновенным) изменением значений фазовых координат.

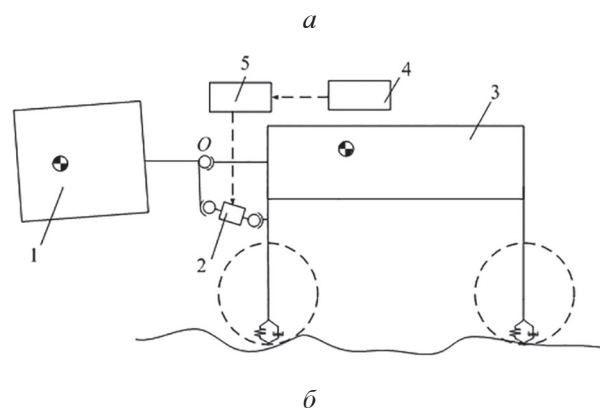


Рис. 1. Кормоуборочные комбайны RSM 2650 (а) и его динамическая модель (б) с системой стабилизации движения

Таким образом, предлагаемая система обязательно должна включать набор датчиков состояния 4 и блока управления 5, которые, подавая сигналы на исполнительный привод 2, должны обеспечивать поворот подвижной части 1 с определенными кинематическими параметрами для достижения заданного уровня стабилизации корпуса 3 (рис. 1, б).

Эффективность и возможность реализации в серийных технических объектах систем активного инерциального динамического гашения и поддрессоривания во многом определяются точностью, быстродействием и стоимостью аппаратных и программных компонентов системы [9, 10]. На данном этапе разработки предлагаемой системы ее развитие во многом будет предопределено совершенством системы управления, которая обеспечит достижение заданного уровня виброзащитных свойств ЗУК и КУК, подтвердит ее эффективность и жиз-

неспособность, ускорит процесс внедрения. Таким образом необходимо разработать алгоритм и закон оптимального управления системой активной инерциальной динамической стабилизации движения ЗУК и КУК, а также близких к ним по компоновке транспортно-технологических машин.

Задачу оптимального управления можно сформулировать при наличии следующих условий [11]:

- цель управления, математически представленная в виде некоторого функционала или критерия управления;
- уравнения системы (обычно в виде уравнений состояния);
- система граничных условий в начальный и конечный момент времени;
- система ограничений, которым должны удовлетворять переменные состояния и управления.

Цель исследований

Создание эффективной системы управления активным инерциальным гасителем путем поиска вектора управления, при котором условие оптимальности системы соблюдается в случае достижения максимума или минимума функционала [9].

Материалы и методы

Синтез системы оптимального управления основан на применении квадратичного интегрального критерия, содержащего координаты объекта и управления [9]. Поскольку из-за особенностей компоновки и колебаний при движении комбайнов [2, 3, 12] корпус имеет относительно малые углы отклонения, то модель его продольно-углового движения рассмотрена линеаризованной (рис. 2).

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 (рис. 2). 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 [10] приняты выходные переменные, такие как угловая скорость корпуса ω_c и угол продольного наклона корпуса φ_c , соответствующие требуемому уровню плавности хода и вибронегруженности. Требуемый динамический стабилизирующий момент $M_{дс}$ формируется путем принудительного поворота адаптера 1 относительно корпуса 3 на угол φ_0 с требуемой угловой скоростью ω_0 (рис. 2).

Оценка эффективности разрабатываемой системы стабилизации движения проведена на основе ранее разработанной и верифицированной автором математической и имитационной модели движения ЗУК и КУК [14]. Сравнительные испытания проведены путем сопоставления спектральных плотностей углов продольного наклона корпуса для комбайнов без системы стабилизации (исходное состояние) и при ее включении. Количественная оценка эффективности системы стабилизации проведена путем сравнения параметров движения, в качестве которых была принята спектральная плотность углов продольного наклона корпуса комбайна. Для оценки работоспособности с помощью имитационного моделирования определены требуемые затраты мощности на управление системой стабилизации.

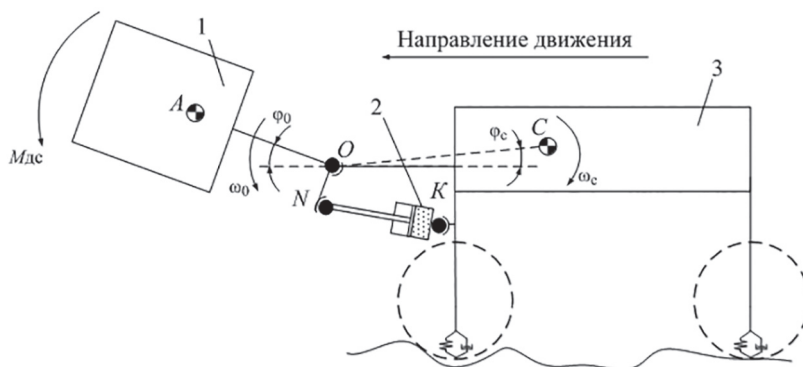


Рис. 2. Схема работы системы стабилизации корпуса самоходного комбайна

Результаты и обсуждение

Для расчетной схемы на рис. 2 упрощенное уравнение возмущенного движения корпуса комбайна, достаточно точно описывающие его колебания в указанной области изменения фазовых координат, имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{d\Delta\omega_c}{dt} = -\frac{1}{J_{к+ад}}(M_{дс} - M_{ст}); \\ \Delta\dot{\varphi}_c = \Delta\omega_c, \end{cases} \quad (1)$$

где $J_{к+ад}$ – момент инерции корпуса с адаптером относительно центра масс КУК; Δ – символ приращения фазовой переменной за время dt ; $M_{дс}$ – динамический стабилизирующий момент; $M_{ст} = m_{ад}g(X_A - X_O)$ – статический момент от веса адаптера; $m_{ад}$ – масса адаптера; X_A , X_O – продольные координаты точек A и O (см. рис. 2) в связанной с центром масс корпуса системе координат перед началом движения, соответственно.

Значение $J_{к+ад}$ является переменным при движении КУК и определяется как:

$$J_{к+ад} = J_{к} + J_{ад} + m_{ад}|AC|^2;$$

$$|AC|^2 = |AO|^2 + |OC|^2 + 2|AO||OC|\cos(\beta + \varphi_0),$$

где $J_{к}$ – момент инерции корпуса без адаптера относительно центра масс КУК; $J_{ад}$ – момент инерции адаптера относительно его центра масс; $|\dots|$ – символ расстояния между точками.

Введем обозначения. Пусть $x_1 = \varphi_c$ – угол наклона корпуса; $x_2 = \omega_c$ – угловая скорость; $M_{дс} - M_{ст} = u$; $J_{к+ад} = j$. Тогда система (1) запишется в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{dx_2}{dt} = -\frac{1}{j}u; \\ \dot{x}_1 = x_2. \end{cases} \quad (2)$$

Требуется найти управление, которое доставляет минимум функционалу:

$$J(x, u) = \int_0^{\infty} \left[r \cdot u^2 + \sum_{i=1}^2 q_i \cdot x_i^2 \right] dt, \quad (3)$$

где $r > 0$; $q_i > 0$; x , u – вектора состояния и управления объекта соответственно.

При этом потребуем, чтобы удовлетворялись следующие граничные условия:

$$\begin{cases} x_1(0) = x_{10}; \quad x_2(0) = x_{20}; \\ x_1(\infty) = 0; \quad x_2(\infty) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Сформулированная выше задача представляет собой задачу Лагранжа на условный экстремум [13]. В соответствии с методом решения задачи Лагранжа составим вспомогательный функционал:

$$\begin{aligned} J(x, u) = & \int_0^{\infty} \left[r \cdot u^2 + \sum_{i=1}^2 q_i \cdot x_i^2 + \sum_{i=1}^2 \lambda_i(t) \times \right. \\ & \left. \times x_i - \sum_{k=1}^2 a_{ik} \cdot x_k - b \cdot u \right] dt; \\ A = & \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/J \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (5)$$

Запишем для функционала (5) систему уравнений Эйлера – Лагранжа:

$$\begin{cases} \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} - \frac{d}{dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_i} = 0, \quad i = 1, 2; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial u_i} - \frac{d}{dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{u}_i} = 0, \quad i = 1, 2, \end{cases} \quad (6)$$

где $\Phi(x_i, u_i, t)$ – подынтегральная функция функционала (3).

Добавив к уравнениям (6) уравнения связей (2), получим следующую систему сопряженных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2; \\ x_2 = \frac{1}{2J^2r} \lambda_2; \\ \dot{\lambda}_1 = 2q_1 x_1; \\ \dot{\lambda}_2 = 2q_2 x_2 - \lambda_1. \end{cases} \quad (7)$$

Запишем характеристическое уравнение для линейной однородной системы дифференциальных уравнений (7):

$$D(\mu) = \begin{bmatrix} -\mu & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\mu & 0 & 1/(2J^2r) \\ 2 \cdot q_1 & 0 & -\mu & 0 \\ 0 & 2 \cdot q_2 & -1 & -\mu \end{bmatrix}, \quad (8)$$

или

$$\frac{\mu^4 \cdot J^2 r - q_2 \cdot \mu^2 + q_1}{r \cdot J^2} = 0.$$

Так как $r > 0$, то корни характеристического уравнения будут равны:

$$\mu_{1,2,3,4} = \pm \left[\frac{2}{J^2 r} \cdot \left(q_2 \pm \sqrt{q_2^2 - 4J^2 r \cdot q_1} \right) \right]^{0.5}.$$

Согласно граничным условиям (4) отбросим собственные числа, лежащие в правой полуплоскости, что приводит к синтезу устойчивой системы автоматического управления. Далее известными методами определим общее решение системы (7):

$$x_1(t) = C_1 \exp(\mu_3 t) + C_2 \exp(\mu_4 t);$$

$$x_2(t) = C_1 \mu_3 \exp(\mu_3 t) + C_2 \mu_4 \exp(\mu_4 t), \quad (9)$$

где μ_3, μ_4 – корни характеристического уравнения (8), которые расположены в левой полуплоскости.

Разрешим равенства (9) относительно $C_2 \exp(\mu_3 t)$ и $C_2 \exp(\mu_4 t)$. Получим:

$$C_1 \exp(\mu_3 t) = \frac{x_1 \cdot \mu_4 - x_2}{\mu_4 - \mu_3};$$

$$C_2 \exp(\mu_4 t) = \frac{x_2 - \mu_3 x_1}{\mu_4 - \mu_3}.$$

Тогда из второго уравнения системы (2) найдем оптимальное управление:

$$u = \mu_4 - \mu_3 \cdot J \cdot \left[-x_1 + \frac{\mu_4 + \mu_3}{\mu_4 \cdot \mu_3} \cdot x_2 \right]. \quad (10)$$

Система (1) с управлением (10) будет устойчивой, т.к. корни ее характеристического уравнения μ_3 и μ_4 расположены в левой полуплоскости. Полученное выражение (10) может быть использовано для оптимального управления пропорционально-дифференциальным регулятором.

Перейдя к начальным переменным, получим:

$$M_{дс} = -J_{к+ад} C_1 (\Delta \varphi_c) + J_{к+ад} C_2 (\Delta \omega_c) + M_{ст};$$

$$C_1 = \mu_3 \cdot \mu_4; \quad C_2 = \mu_3 + \mu_4, \quad (11)$$

где C_1, C_2 – коэффициенты.

Значения коэффициентов C_1 и C_2 в управлении определяют на основании требований к времени затухания и виду переходного процесса в системе, а также времени перерегулирования.

Оценка эффективности и работоспособности

Оценка эффективности разрабатываемой системы стабилизации движения проведена на основе ранее разработанной и верифицированной автором математической и имитационной модели движения ЗУК и КУК [14]. На рис. 3 и 4 показаны спектральные плотности углов продольного наклона корпуса кормоуборочного комбайна (с управлением и без него)

при прямолинейном движении по асфальтобетонному шоссе (рис. 3) и грунтовой дороге (рис. 4) без системы стабилизации (исходное состояние) и при ее включении.

В предыдущих работах автора с помощью аналитических методов обработки экспериментальных данных обосновано, что на остовах КУК действуют угловые ускорения с частотой 0,9–1,2 Гц, а центр масс совершает перемещения в вертикальной плоскости с частотой 1,6–2,1 Гц [2]. В результате имитационного моделирования показано, что на исследуемых режимах эксплуатации при скорости до 5 и 10 км/ч преимущественно выделяется вертикальная мода колебаний, на скорости 15 и 20 км/ч – продольно угловая.

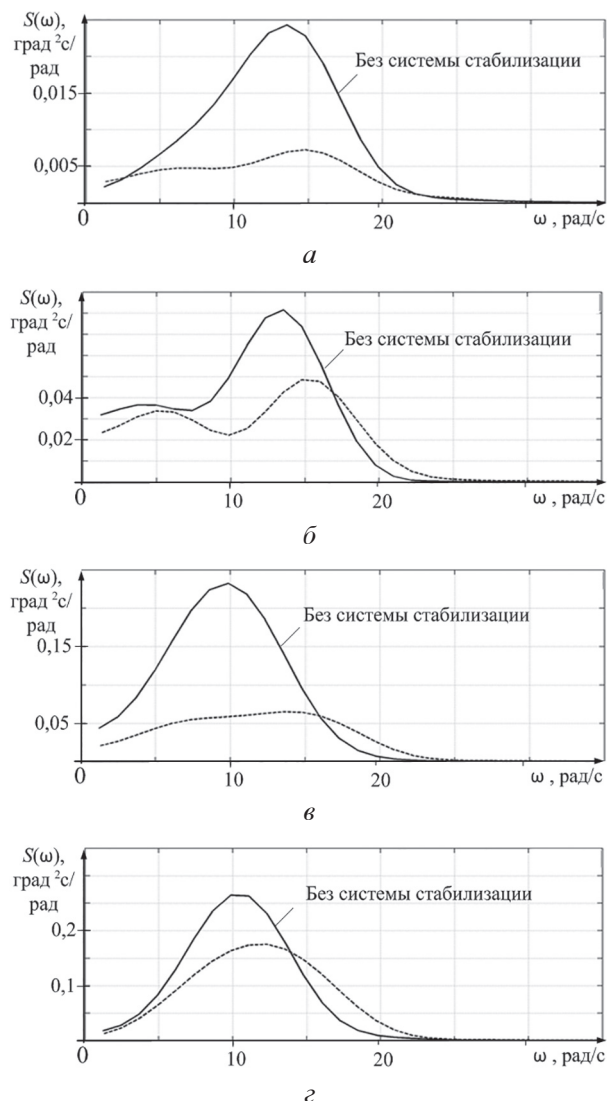


Рис. 3. Спектральные плотности углов продольного наклона корпуса КУК при движении асфальтобетонному шоссе со скоростью: а – 5 км/ч; б – 10 км/ч; в – 15 км/ч; з – 20 км/ч

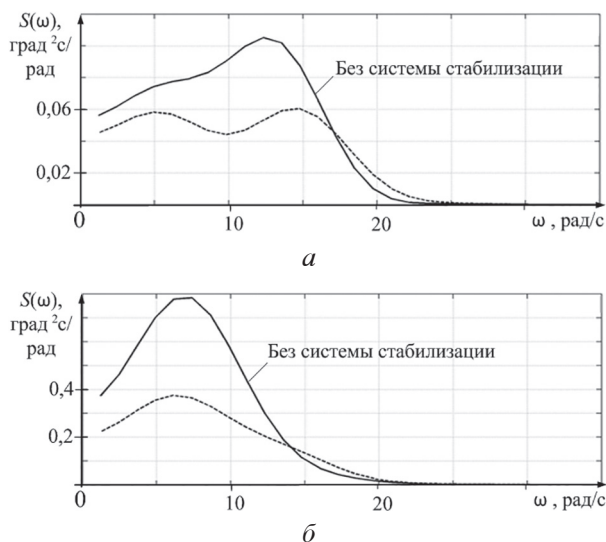


Рис. 4. Спектральные плотности углов продольного наклона корпуса КУК при движении по грунтовой дороге со скоростью:
a – 5 км/ч; *б* – 10 км/ч

На представленных графиках видно, что при движении по асфальтобетонному шоссе наибольшая эффективность системы стабилизации проявляется на скорости 5 и 15 км/ч (рис. 3 *a, в*). Как видно на графиках (рис. 3 *a, б*), при движении по асфальтобетону на скорости до 10 км/ч корпус КУК преимущественно совершает вертикальные перемещения, с угловой частотой около 12–15 рад/с. При этом система стабилизации показывает достаточную эффективность по выбранному критерию, однако в результате срабатывания системы на графиках появляется гармоника на частоте около 6 рад/с, что можно объяснить наведением возмущений на корпус в результате срабатывания системы стабилизации. На скорости 15 и 20 км/ч корпус совершает преимущественно продольно-угловые колебания, которые система стабилизации гасит более эффективно. Особенно эффективность проявляется на скорости 15 км/ч. На скорости 20 км/ч стабилизация снижается из-за существенно большей амплитуды раскачивания корпуса и ограниченности энергосиловых параметров привода.

Как показано ранее [2], движение КУК по грунтовой дороге является основным нагрузочным режимом, при котором на корпус действуют единичные статические нагрузки номинальной величины. При движении КУК по грунтовой дороге со скоростью 5 км/ч система показывает достаточную эффективность, однако, как и в случае движения по асфальто-

бетону, срабатывание системы приводит к появлению гармоник колебаний корпуса с угловой частотой около 6 рад/с. На скорости 10 км/ч система имеет наибольшую эффективность, снижая значения параметра колебаний на 52 %.

Как выявлено ранее, современные самоходные комбайны с адаптерами большой ширины при экстренном срабатывании тормозной системы имеют склонность к тангажу на адаптер с отрывом колес задней оси от опорной поверхности. С целью оценки эффективности разработанного закона управления проведено имитационное моделирование режима экстренного торможения КУК со скорости 20 км/ч, при этом алгоритм системы управления также был основан на уравнении (11). В результате имитационного моделирования экстренного торможения воспроизведен тангаж корпуса КУК. Из рис. 5 видно, что при жестком закреплении адаптера к корпусу после 2-й секунды торможения тангаж корпуса на адаптер увеличивается более чем на 6 градусов, что, как и в случае натуральных испытаний КУК, приводит к его опрокидыванию. В случае торможения КУК с системой стабилизации после первой секунды торможения тангаж корпуса уменьшается до второй секунды в результате срабатывания системы и опускания адаптера. В данном случае эффект стабилизации обусловлен принудительным опусканием адаптера, в результате чего изменяется момент инерции КУК, величина которого в первую очередь определяет продольную устойчивость корпуса. После второй секунды наблюдается переходной процесс, интенсивность затухания которого определяется демпфирующими характеристиками шин (рис. 5).

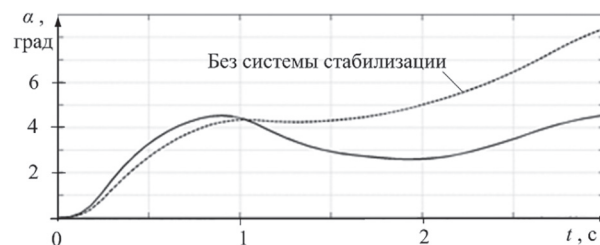


Рис. 5. Временные реализации угла продольного наклона корпуса КУК при торможении

На начальном этапе разработки системы стабилизации в качестве основного параметра оценки работоспособности принята мощность, затрачиваемая на управление ($N_{упр}$), величину которой определяли как:

$$N_{\text{упр}} = \frac{1}{T} \int_0^T M(t) \omega(t) dt, \quad (12)$$

где T – время движения; $M(t)$ – крутящий момент, необходимый для поворота адаптера вокруг оси вращения (шарнира O на рис. 3); $\omega(t)$ – угловая скорость поворота адаптера вокруг оси вращения (шарнира O на рис. 3).

Используя выражение (12), на основе имитационного моделирования установлено, что в установившихся режимах движения КУК по грунтовой дороге и асфальтобетонному шоссе $N_{\text{упр}}$ не превышает 8 кВт. Во всех моделируемых режимах $N_{\text{упр}}$ имеет прямую зависимость от скорости движения комбайна. Наиболее энергоемкими были режимы движения по асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч и по грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч. Режим стабилизации движения при торможении оказался наиболее энергоемким. Так, на начальном этапе торможения для компенсации тангажа корпуса требуется до 18 кВт мощности. В переходном процессе уже после первой секунды торможения (рис. 5), как и для режима установившегося движения по асфальтобетону или грунтовой дороге, требуется не более 7–8 кВт.

Заключение

1. Для технической реализации способа активного инерциального динамического гашения колебаний корпуса ЗУК и КУК разработан алгоритм и закон оптимального управления системой стабилизации. Предложенный закон управления разработан на основе известных и широко применяемых положений теории оптимального управления и теории аналитического конструирования оптимальных регуляторов.

2. Методами имитационного моделирования движения кормоуборочного комбайна установлено, что реализация предложенного закона управления системой стабилизации движения комбайна на основе принципа активного инерциального динамического гашения колебаний позволяет существенно уменьшить максимальные значения спектральных плотностей углов продольного наклона корпуса комбайна, как одного из основных параметров плавности хода и безопасности движения самоходных машин. Эффективность предложенного алгоритма показана в режимах прямолинейного движения по асфальтобетонному шоссе и грунтовой дороге, а также для случая

экстренного торможения с целью подавления тангажа корпуса.

3. Методами имитационного моделирования движения кормоуборочного комбайна показано работоспособность предложенного алгоритма по критерию затрачиваемой мощности на управление системой стабилизации. С учетом энергосиловых возможностей силовых установок современных ЗУК и КУК рассчитанные значения $N_{\text{упр}}$ являются несущественными в общем энергетическом балансе комбайна, что обосновывает возможность реализации указанного способа на машинах существующих и новых поколений.

Литература

1. Бабкин К.А. Разумная промышленная политика или как нам выйти из кризиса. М., 2008. 100 с.
2. 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.
3. Сиротин П.В., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // Труды НАМИ. 2017. № 4 (271). С. 67–74.
4. Muharrem KESKİN Yunus Emre ŞEKERLİ. An Evaluation of Combine Harvester Accidents in Turkey. Keskin ve Şekerli, 2018 | MKÜ Ziraat Fakültesi Dergisi, 23(2):137-147. ISSN:1300-9362 23(2):137-147 (2018).
5. Об утверждении Стратегии развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 г.: распоряжение Правительства РФ от 07.07.2017 № 1455-р.
6. О Стратегии национальной безопасности Российской Федерации: указ Президента РФ от 31.12.2015 № 683.
7. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1972. 392 с.
8. Жилейкин М.М., Сиротин П.В. Способ стабилизации движения самоходных транспортно-технологических машин: патент России № 2 708 404, 2019, Бюл. 34.
9. Андрущенко В.А. Теория систем автоматического управления: учебное пособие. Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1990. 256 с.
10. Жилейкин М.М. Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемо-

сти колесных машин на базе методов нечеткой логики: монография. М.: 2016. 238 с.

11. Елисеев С.В. Динамика управляемых механических систем / под. ред. С.В.Елисеева. Иркутск, ИПИ, 1982. 186 с.
12. 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.
13. Ванько В.И., Ермошина О.В., Кувыркин Г.Н. Вариационное исчисление и оптимальное управление: учеб. для вузов / Под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко. 3-е изд., исправл. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2006. 488 с.
14. 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.
15. Корчагин П.В., Е.А. Корчагина, И.А. Чакурин. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме: монография. Омск: СибАДИ, 2009. 195 с.

References

1. Babkin K.A. Razumnaya promyshlennaya politika ili kak nam vyuti iz krizisa [Reasonable industrial policy or how we get out of the crisis]. Moscow: 2008. 100 p.
2. Sirotn 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.
3. Sirotn 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.
4. Muharrem KESKİN Yunus Emre ŞEKERLİ. An Evaluation of Combine Harvester Accidents in Turkey. Keskin ve Şekerli, 2018 | МКБ Ziraat Fakültesi Dergisi, 23(2):137-147. ISSN:1300-9362 23(2):137-147 (2018).
5. Rasporyazheniye Pravitel'stva RF ot 07.07.2017 № 1455-r Ob utverzhdenii Strategii razvitiya sel'skokhozyaystvennogo mashinostroyeniya Rossii na period do 2030 g. [Order of the Government of the Russian Federation of July 07, 2017 No. 1455-r Approval of the Strategy for the devel-

opment of agricultural engineering in Russia for the period up to 2030.].

6. Ukaz Prezidenta RF ot 31.12.2015 No 683 O Strategii natsional'noy bezopasnosti Rossiyskoy Federatsii [Decree of the President of the Russian Federation of December 31, 2015 No. 683 The National Security Strategy of the Russian Federation].
7. Rotenberg R.V. Podveska avtomobilya [Vehicle suspension]. Izd. 3-e, pererab. i dop. Moscow, Mashinostroyenie Publ., 1972. 392 p.
8. Zhileykin M.M., Sirotn P.V. Sposob stabilizatsii dvizheniya samokhodnykh transportno-tekhnologicheskikh mashin [A method for stabilizing the movement of self-propelled transport and technological machinery]. Patent Rossii No 2 708 404. 2019. Byul. 34.
9. Andryushchenko V.A. Teoriya sistem avtomaticheskogo upravleniya: uchebnoye posobiye [Theory of automatic control systems]. Leningrad: Izd.-vo Leningradskogo universiteta Publ., 1990. 256 p.
10. Zhileykin M.M. Teoreticheskiye osnovy povysheniya pokazateley ustoychivosti i upravlyayemosti kolesnykh mashin na baze metodov nechetkoy logiki [Theoretical foundations for increasing stability and controllability indicators of wheeled vehicles based on fuzzy logic methods]: monografiya. Moscow: 2016. 238 p.
11. Yeliseyev S.V. Dinamika upravlyayemykh mekhanicheskikh system [Dynamics of controlled mechanical systems]. Pod.red. S.V.Eliseyeva. Irkutsk, IPI Publ., 1982. 186 p.
12. Sirotn P.V., Lebedinskiy I.YU., Kravchenko V.V. Analysis of vibroacoustic loading of the workplace of combine harvester operators. Sovremennyye naukoemkiye tekhnologii. Regional'noye prilozheniye. 2018. No 1(53), pp. 113–121.
13. Van'ko V.I., Yermoshina O.V., Kuvyrkin G.N. Variatsionnoye ischisleniye i optimal'noye upravleniye [Calculus of variations and optimal control]: Ucheb. dlya VUZov. Pod red. V.S.Zarubina, A.P.Krishchenko. 3-e izd., ispravl. Moscow: Izd-vo MG TU im. N.E.Baumana Publ., 2006. 488 p.
14. Zhileykin M.M., Sirotn P.V. The study of the dynamics of the grain and forage harvesting combines by methods of mathematical and simulation modeling. Traktory i sel'khovmashiny. 2019. No 1, pp. 53–59.
15. Korchagin P.V., Korchagina YE.A., Chakurin I.A. Snizheniye dinamicheskikh vozdeystviy na operatora avto-greydera v transportnom rezhime [Reduction of dynamic impacts on the motor grader operator in transport mode]. Monografiya. Omsk: SiBADI Publ., 2009. 195 p.