

# ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНО- И КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО И ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

## RESEARCH OF DYNAMICS OF MOVEMENT OF GRAIN AND FORAGE HARVESTERS BY METHODS OF MATHEMATICAL AND IMITATING MODELING

**П.В. СИРОТИН**<sup>1</sup>, к.т.н.

**М.М. ЖИЛЕЙКИН**<sup>2</sup>, д.т.н.

<sup>1</sup> Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, г. Новочеркасск, Ростовская область, Россия

<sup>2</sup> Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия, spv\_61@mail.ru

**P.V. SIROTIN**<sup>1</sup>, PhD in Engineering

**M.M. ZHILEJKIN**<sup>2</sup>, DSc in Engineering

<sup>1</sup> Platov South-Russian State Polytechnic University, Novocherkassk, Russia

<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia, spv\_61@mail.ru

Рассмотрена математическая модель движения зерно- и кормоуборочного комбайна, показана возможность ее алгоритмизации в программном комплексе, а также приведены данные, подтверждающие ее адекватность. Математическая модель включает динамические и кинематические уравнения связи угловых и линейных скоростей с угловыми и пространственными координатами. Особенность модели заключается в применении набора систем координат, что позволило учесть не только массогабаритные и компоновочные особенности исследуемого вида машин, но и характер взаимодействия эластичного колеса с демпфируемым основанием. В приведенной модели скорость движения комбайна задается не принудительно изменением координаты центра масс остова, а формируется моделированием процесса взаимодействия ведущих колес с опорным основанием. Такой подход обеспечивает более адекватное описание процесса криволинейного движения комбайна, позволяет моделировать трогание машины, разгон, торможение, преодоление препятствий, процессы буксования и юза с учетом характеристик шины и сцепных свойств грунта. Принятый подход обеспечивает достаточную точность модели при минимальном наборе факторов и требований для вычисления. На основе разработанной математической модели составлена модель в среде имитационного моделирования Simulink программного комплекса MATLAB. Представлены экспериментальные и расчетные данные, полученные в результате имитационного моделирования. Сопоставление действующих сил и спектральных плотностей ускорения в основных частях комбайна показало достаточную сходимость результатов. Выявленная неточность обусловлена несоответствием численного описания опорной поверхности и испытательной дороги, представлением остова комбайна как абсолютно жесткого тела, отличиями упруговязких свойств шин. Сделаны выводы и определены направления дальнейших исследований, обеспечивающих улучшение эксплуатационных свойств самоходных комбайнов за счет систем поддрессоривания колес и рабочих органов.

**Ключевые слова:** самоходный комбайн, динамика движения, математическая модель, имитационная модель, поддрессоривание.

The mathematical model of the grain and forage harvester movement is considered, the possibility of its algorithmization in the program complex is shown, and also the data confirming its adequacy are given. The mathematical model includes dynamic and kinematic equations of coupling angular and linear velocities with angular and spatial coordinates. The peculiarity of the model is the use of a set of coordinate systems, which allowed to take into account not only the mass and size features of the type of machines being studied, but also the nature of the interaction of the elastic wheel with the damped base. In the above model, the speed of the combine's movement is determined not by force change in the coordinate of the center of mass of the body, but is formed by modeling the process of interaction between the driving wheels and the support base. This approach provides a more adequate description of the process of curvilinear movement of the combine, allows modeling the car's starting, acceleration, braking, overcoming obstacles, skid and skid processes taking into account the characteristics of the tire and the coupling properties of the ground. The adopted approach provides sufficient accuracy of the model with a minimum set of factors and requirements for computation. Based on the developed mathematical model, a model is created in the simulink simulation environment of the MATLAB software package. Experimental and calculated data obtained as a result of imitation modeling are presented. A comparison of the operating forces and the spectral densities of acceleration in the main parts of the combine showed sufficient convergence of the results. The revealed inaccuracy is caused by the discrepancy between the numerical description of the supporting surface and the test road, the representation of the skeleton as an absolutely rigid body, the differences in the elastic-viscous properties of the tires. Conclusions are drawn and directions for further research providing for improving the operational properties of self-propelled combines by means of wheel suspension systems and working elements are determined.

**Keywords:** self-propelled combine, dynamics of movement, mathematical model, simulation model, suspension.

## Введение

В настоящее время основным средством при уборке продукции растениеводства являются самоходные зерно- и кормоуборочные комбайны, эффективность работы которых во многом определяет рентабельность аграрнопромышленного комплекса как одной из приоритетных отраслей экономики страны [1]. Для повышения производительности комбайны оснащают более эффективными рабочими и функциональными органами, мощными силовыми установками, а также увеличивают их рабочие и транспортные скорости движения. Такие изменения конструкции и эксплуатационных свойств, как правило, приводят к увеличению снаряженной массы машин, что недопустимо по требованиям агроэкологии и ограничено нормами максимального давления на грунт [2]. В связи с этим разработка и внедрение систем, обеспечивающих снижение динамических нагрузок на комбайны и улучшающих их плавность хода, является актуальной практической задачей современного сельхозмашиностроения [1, 3, 4].

## Цель исследования

В современном понимании создание машин и исследование динамики их движения должно базироваться на методах математического и имитационного моделирования, основу которых составляет математическое описание исследуемых процессов [5]. Разработка математических моделей является сложным и наукоемким процессом, который определяет достоверность полученных результатов, продолжительность исследований, затраты на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, а также свойства готовых изделий [6]. Таким образом, основная цель данной работы заключалась в разработке и верификация математической модели движения самоходных колесных зерно- и кормоуборочных комбайнов.

## Материалы и методы

Требования к математической модели динамики комбайнов определяются совокупностью задач, при решении которых необходимо получить информацию для оценки эксплуатационных качеств, в частности:

- модель должна описывать совместную динамику остова, двигателя и элементов ходовой части комбайнов с точностью, необходимой

для устойчивости при движении на недеформируемых грунтах;

- должны быть учтены конструктивные особенности колесных движителей, неустойчивый характер связей, наложенных на комбайн;
- движение комбайна должно моделироваться с учетом характеристик сопротивления и сцепления грунта, так как тягово-сцепные характеристики влияют на скорость движения машины.

При выводе дифференциальных уравнений движения комбайна принят ряд допущений, которые, с одной стороны, должны обеспечить выполнение требований, предъявляемых к математической модели, а с другой – ограничить число моделируемых параметров системы самыми необходимыми [6]. В соответствии с требованиями к математической модели приняты следующие допущения:

- массы поддресоренных элементов комбайна приведены к несущей системе;
- опорное основание полагается недеформируемым (необходимая податливость по нормали к грунту может быть учтена в соответствующих характеристиках шин колес, а тангенциальная податливость грунта учитывается в характеристике его сцепных свойств).

При моделировании динамики движения комбайна его корпус рассматривали как пространственную абсолютно твердую конструкцию. Связь между кинематическими параметрами и внешними возмущениями описывали с помощью дифференциальных уравнений, составляющих математическую модель движения комбайна.

Система уравнений движения самоходного комбайна содержит:

- динамические уравнения, описывающие движение комбайна, полученные на основе закона сохранения количества движения и момента количества движения;
- кинематические уравнения связи угловых и линейных скоростей с угловыми и пространственными координатами, полученные на основе уравнений связи между различными координатными системами.

## Результаты и обсуждение

В разработанной модели применено три различные системы координат (рис. 1), что обусловлено структурой и формой уравнений движения объекта. Первая, неподвижная, система координат (НСК)  $O_2X_2Y_2Z_2$ , служит для

моделирования заданных дорожно-грунтовых условий движения. Начало координат системы (точка  $O_2$ ) совпадает с началом моделируемой трассы (рис. 1, а). Вторая, полусвязанная, система координат  $O_1X_1Y_1Z_1$ , характеризуется тем, что ее начало – точка  $O_1$  всегда совпадает с центром масс комбайна и перемещается вместе с ним в пространстве. Оси  $O_1X_1$ ,  $O_1Y_1$ ,  $O_1Z_1$  параллельны соответствующим осям несвязанной системы координат (рис. 1, а). Третья система координат  $OXYZ$ , используемая для математического описания движения комбайна, является подвижной системой координат (ПСК), ее центр  $O$  всегда совпадает с центром масс  $C$ , а оси совпадают с главными осями инерции комбайна (рис. 1, а). Уравнения динамики комбайна записывали в связанной системе координат, поэтому в качестве параметров движения приняты проекции линейной ( $V_x, V_y, V_z$ ) и угловой ( $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ ) скоростей на связанные оси. Использование связанной системы координат для записи уравнений динамики самоходного комбайна определяются следующими соображениями:

– будем считать, что подвижные оси с началом координат в центре масс колесной машины являются главными осями инерции тела и моменты инерции относительно них не зависят от изменения кинематических параметров;

– основные внешние силы, действующие на СК, ориентированы относительно корпуса и наиболее просто выражаются в координатных осях, жестко с ним связанных.

В связи с этим уравнения динамики самоходного комбайна, записанные в ПСК, наи-

более просты и удобны для последующего решения при достаточно полном отражении процессов взаимодействия движущегося тела и внешней среды. Для определения сил, действующих на комбайн со стороны грунта, введем микроподвижную систему координат (МПСК) и будем понимать под ней систему  $O_TX_TY_TZ_T$ , центр которой  $O_T$  совпадает с геометрическим центром пятна контакта колеса, ось  $O_TX_T$  совпадает с проекцией продольной оси симметрии колеса на опорную поверхность, а ось  $O_TY_T$ , соответственно, с проекцией оси колеса (рис. 1, б).

Первые три уравнения поступательного движения самоходного комбайна получены на основе теоремы об изменении количества движения. Проецируя векторное выражение теоремы на оси системы  $OXYZ$ , получим систему уравнений:

$$\begin{cases} m \frac{dV_{CX}}{dt} + m(\omega_Y V_{CZ} - \omega_Z V_{CY}) = \sum_k F_k^X; \\ m \frac{dV_{CY}}{dt} + m(\omega_Z V_{CX} - \omega_X V_{CZ}) = \sum_k F_k^Y; \\ m \frac{dV_{CZ}}{dt} + m(\omega_X V_{CY} - \omega_Y V_{CX}) = \sum_k F_k^Z, \end{cases} \quad (1)$$

где  $m$  – масса СК;  $F_k^X$ ;  $F_k^Y$ ;  $F_k^Z$  – силы, действующие на корпус СК;  $V_{CX}$ ,  $V_{CY}$ ,  $V_{CZ}$  – проекции вектора линейной скорости точки  $C$  на оси ПСК  $OXYZ$ ;  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  – проекции вектора угловой скорости СК на оси ПСК  $OXYZ$ .

Уравнения динамики вращательного движения корпуса комбайна вокруг центра масс

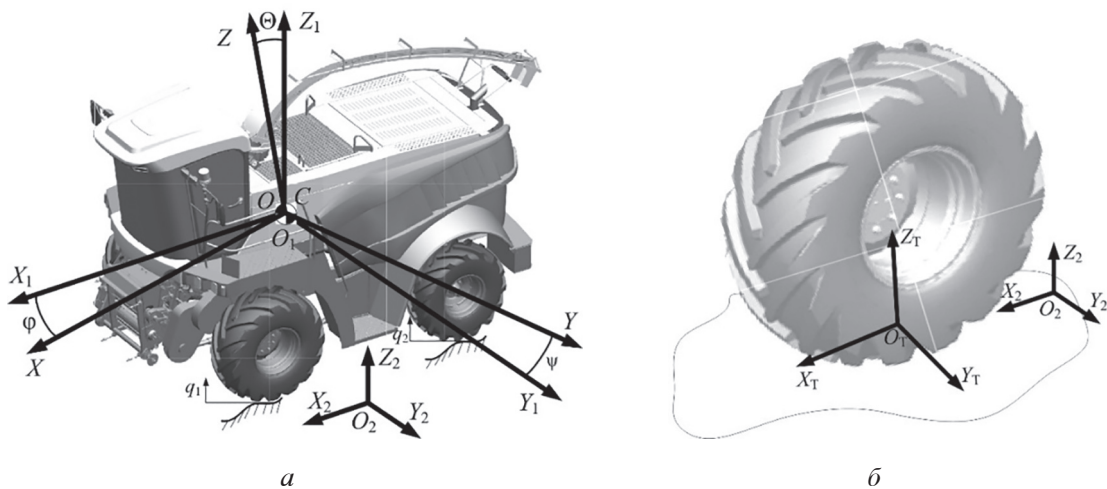


Рис. 1. Положение самоходного комбайна в пространстве (а) и микроподвижной системе координат (б):  
 $C$  – центр масс комбайна;  $\varphi, \psi, \Theta$  – углы, соответственно, дифферента, крена, курса;  
 $q_i$  – вертикальная координата дорожной поверхности

получены на основе теоремы об изменении главного момента количества движения. В векторной форме (для общего случая) в соответствии с формулой Бура

$$\frac{d\bar{K}_0}{dt} + \bar{\omega} \times \bar{K}_0 = \bar{L}_0^{(e)},$$

где  $\bar{K}_0 = J\bar{\omega}$  – главный момент количества движения;  $\frac{d\bar{K}_0}{dt}$  – локальная производная по времени от главного момента количества движения твердого тела относительно центра масс  $C$ ;  $\bar{L}_0^{(e)} = \sum_{k=1}^N \bar{r}_k \cdot \bar{F}_k^{(e)}$  – главный момент внешних сил, приложенных к твердому телу, относительно того же центра;  $\bar{r}_k$  – вектор, определяющий точку приложения внешней сил.

Раскрыв проекции векторного произведения  $(\bar{\omega} \cdot \bar{K}_0)$  и подставив компоненты из развернутой формулы Бура, получим следующую систему динамических уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} & J_X \frac{d\omega_X}{dt} - J_{XY} \frac{d\omega_Y}{dt} - J_{XZ} \frac{d\omega_Z}{dt} + J_{YZ} (\omega_Z^2 - \omega_Y^2) + \\ & + \omega_X \omega_Y (J_Z - J_Y) - \omega_X \omega_Y J_{XZ} - \omega_Z \omega_X J_{XY} = L_X^{(e)}; \\ & -J_{YX} \frac{d\omega_X}{dt} + J_Y \frac{d\omega_Y}{dt} - J_{YZ} \frac{d\omega_Z}{dt} + J_{ZX} (\omega_X^2 - \omega_Z^2) + \\ & + \omega_X \omega_Z (J_X - J_Z) - \omega_X \omega_Y J_{YZ} - \omega_Z \omega_Y J_{XY} = L_Y^{(e)}; \\ & -J_{ZX} \frac{d\omega_X}{dt} - J_{YZ} \frac{d\omega_Y}{dt} + J_Z \frac{d\omega_Z}{dt} + J_{XY} (\omega_Y^2 - \omega_X^2) + \\ & + \omega_X \omega_Y (J_Y - J_X) - \omega_X \omega_Z J_{YZ} - \omega_Z \omega_Y J_{XZ} = L_Z^{(e)}. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

В частном случае совпадения выбранных осей с осями эллипсоида инерции корпуса система уравнений (2) принимает вид динамических уравнений Эйлера. Запишем их в проекции на оси ПСК

$$\left\{ \begin{aligned} & J_X \dot{\omega}_X + (J_Z - J_Y) \omega_Y \omega_Z = L_X; \\ & J_Y \dot{\omega}_Y + (J_X - J_Z) \omega_Z \omega_X = L_Y; \\ & J_Z \dot{\omega}_Z + (J_Y - J_X) \omega_X \omega_Y = L_Z. \end{aligned} \right.$$

Таким образом, используя теоремы об изменении количества движения тела и момента количества движения в проекциях на оси ПСК на основе уравнений (1) и (2) получим общие уравнения движения самоходного комбайна:

$$\left\{ \begin{aligned} & m_k \frac{dV_{CX}}{dt} + m_k (\omega_Y V_{CZ} - \omega_Z V_{CY}) = G_X + F_X + \sum_{i=1}^N R_{Xi}; \\ & m_k \frac{dV_{CY}}{dt} + m_k (\omega_Z V_{CX} - \omega_X V_{CZ}) = G_Y + F_Y + \sum_{i=1}^N R_{Yi}; \\ & m_k \frac{dV_{CZ}}{dt} + m_k (\omega_X V_{CY} - \omega_Y V_{CX}) = G_Z + F_Z + \sum_{i=1}^N R_{Zi}; \\ & I_X \frac{d\omega_X}{dt} + \omega_X \omega_Z (I_Z - I_Y) = M_X(F) + \\ & + \sum_{i=1}^N M_X[R_{Zi}] - \sum_{i=1}^N M_Z[R_{Yi}]; \\ & I_Y \frac{d\omega_Y}{dt} + \omega_Z \omega_X (I_X - I_Z) = M_Y(F) - \\ & - \sum_{i=1}^N M_Y[R_{Xi}] + \sum_{i=1}^N M_Y[R_{Zi}]; \\ & I_Z \frac{d\omega_Z}{dt} + \omega_X \omega_X (I_Y - I_X) = M_Z(F) + \\ & + \sum_{i=1}^N M_Z[R_{Yi}] - \sum_{i=1}^N M_Z[R_{Xi}] + \sum_{i=1}^N M_{nki}, \end{aligned} \right.$$

где  $G_X, G_Y, G_Z$  – проекции вектора силы тяжести на оси ПСК  $OXYZ$ ;  $F_X, F_Y, F_Z$  – проекции вектора силы внешнего воздействия на оси ПСК  $OXYZ$ ;  $R_{Xi}, R_{Yi}, R_{Zi}$  – проекции силы взаимодействия между колесом и опорной поверхностью на оси ПСК  $OXYZ$ ;  $M_X(F), M_Y(F), M_Z(F)$  – проекции момента от силы внешнего воздействия на оси ПСК  $OXYZ$ ;  $M_X(R_{Yi}), M_Y(R_{Xi}), M_Z(R_{Yi}), M_Z(R_{Xi})$  – проекции моментов на оси ПСК от проекций сил взаимодействия между грунтом и колесом на оси ПСК;  $M_{nki}$  – проекции момента сопротивления повороту  $i$ -го колеса на ось  $Z$  ПСК;  $I_X, I_Y, I_Z$  – моменты инерции комбайна относительно осей ПСК  $OXYZ$ ;  $m_k$  – масса комбайна;  $N$  – число колес комбайна.

Положение самоходного комбайна в пространстве в любой момент времени определяется взаимным расположением полусвязанной и подвижной систем координат, которые характеризуются тремя угловыми координатами – углами Эйлера – Крылова:  $\Theta$  – угол «рысканья»;  $\varphi$  – угол «дифферента»;  $\psi$  – угол «крена». Связь углов Эйлера – Крылова с другими кинематическими параметрами вращательного движения – проекциями угловой скорости на связанные оси – устанавливаются на основе кинематических соотношений, которые называются уравнениями связи вращательного движения:

$$\begin{cases} \frac{d\psi}{dt} = \omega_x \cos \varphi + \omega_z \sin \varphi; \\ \frac{d\Theta}{dt} = \frac{\omega_z \cos \varphi - \omega_x \sin \varphi}{\cos \psi}; \\ \frac{d\varphi}{dt} = \omega_y - \operatorname{tg} \psi (\omega_z \cos \varphi - \omega_x \sin \varphi). \end{cases} \quad (3)$$

Поскольку случай переворота машины не рассматривается, т.е.  $\psi < \pi/2$ , система (3) не вырождается.

При исследовании динамики движения комбайна следует учитывать имеющиеся подвижные звенья как сложную динамическую систему. Для существующих компоновок самоходных комбайнов единственным подвижным звеном относительно их остова является мост ведущих колес, расчетная схема угловых колебаний которого представлена на рис. 2.

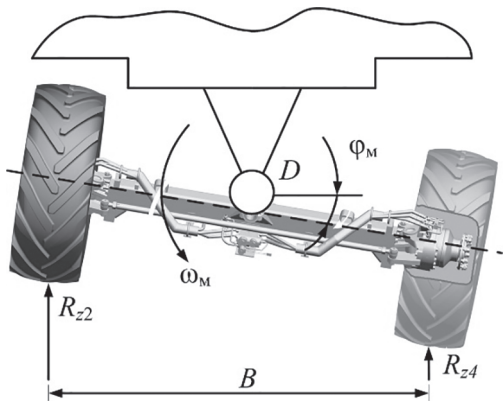


Рис. 2. Расчетная схема угловых колебаний заднего моста самоходного комбайна относительно корпуса:

$\omega_M$ ,  $\varphi_M$  – угловая скорость и угол поворота моста относительно продольной оси, проходящей через точку  $D$ ;  $B$  – колея колес

Дифференциальное уравнение угловых колебаний моста относительно продольной оси, проходящей через точку  $D$  в ПСК, имеет вид:

$$J_{MX} \frac{d\omega_M}{dt} = \frac{(R_{z2} - R_{z4})B \cos(\varphi_M)}{2},$$

где  $J_{MX}$  – момент инерции моста относительно оси  $X$ .

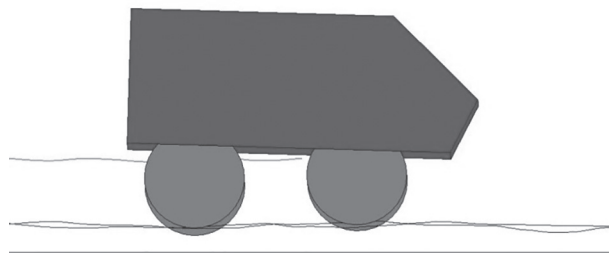
Особенности взаимодействия колеса с опорным основанием представлены в соответствии с известной и апробированной методикой [7] как качение эластичного колеса по неровностям недеформируемого основания. В таком случае в математической модели скорость движения комбайна задается не принудительно

изменением координаты центра масс кузова, а формируется моделированием процесса взаимодействия ведущих колес с опорным основанием. Это позволяет не только более адекватно представлять движение МСК по неровностям, но и моделировать трогание машины, разгон, торможение, преодоление препятствий, процессы буксования и юза с учетом характеристик шины и сцепных свойств грунта [7, 8].

Разработанная модель была реализована в среде имитационного моделирования Simulink программного комплекса MATLAB, что позволило провести оценку ее работоспособности на примере кормоуборочного комбайна RSM 2650 (рис. 3, а). В качестве исходных данных использовали массогабаритные характеристики основных элементов комбайна в наиболее рас-



а



б

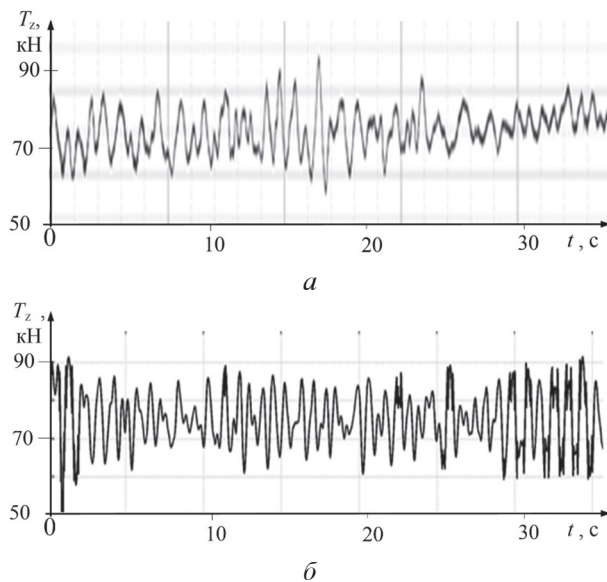


в

Рис. 3. Кормоуборочный комбайн RSM 2650 (а), его схематическая (б) и 3D-анимированная (в) модель в Simulink

пространенной и серийно выпускаемой модификации. Упруго-диссипативные свойства шин приняты на основе данных, предоставленных их производителем. На рис. 3 представлена сгенерированная схематическая анимация результатов моделирования в Simulink (рис. 3, б), а также 3D-анимация, полученная наложением на модель облика комбайна и визуализирующая динамику его движения (рис. 3, в).

По результатам экспериментальных исследований и моделирования динамики движения комбайна RSM2650 построены спектрограммы действующих усилий (реакции) в вертикальной плоскости, передаваемых от колес на балку ведущего моста ( $T_z$ ) (рис. 4), а также спектры ускорений на ведущем мосту ( $G_z$ ) (рис. 5) при движении комбайна по грунтовой дороге со скоростью 8 км/ч.



**Рис. 4.** Осциллограммы усилия на балке моста ведущих колес в вертикальной плоскости, полученные экспериментально (а) и по результатам имитационного моделирования (б)

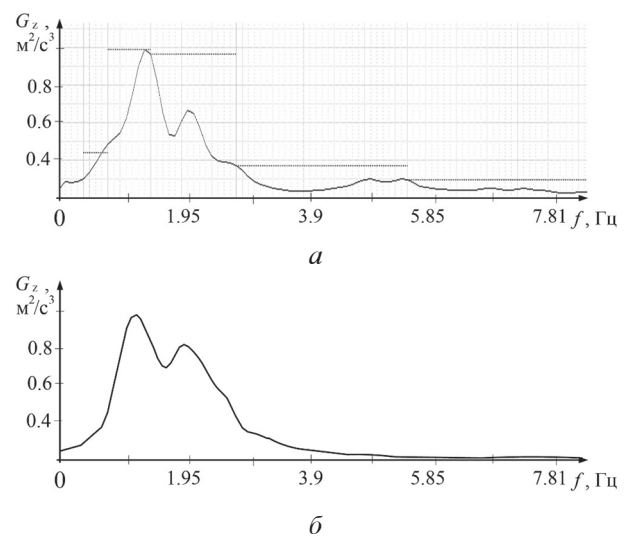
Полученные данные свидетельствуют о достаточной сходимости результатов. Так, средние значения нагрузок отличаются от эксперимента на 4–7 %, а пиковые – на 8–17 %. Отличия обусловлены, прежде всего, несоответствием численного описания опорной поверхности и дороги, на которой были проведены натурные испытания. На точность расчета также повлияло представление модели комбайна как абсолютно жесткого тела, хотя в реальности несущая конструкция обладает некоторой податливостью, которую на данном этапе исследований учесть достаточно сложно.

Высокая сходимость отмечена и на графиках, отражающих спектральную плотность сигналов на мосту передних колес (рис. 5), где выделяются две моды колебаний, которые, как показали предыдущие исследования [9, 10], отражают вертикальные и продольно-угловые колебания комбайна на пневматических шинах. На графиках видно некоторое смещение максимального значения сигнала по частоте: кривая, полученная в результате моделирования, имеет максимум при частоте 1,1 Гц, а по результатам экспериментальных исследований – 1,2 Гц. Разницу можно объяснить отличием параметров упруго-диссипативных свойств шин в модели от реальных значений.

## Выводы

1. Разработанная математическая модель, базирующаяся на фундаментальных законах динамики, обладает достаточной точностью для исследования динамики движения зерно- и кормоуборочных комбайнов и может быть использована с целью оценки уровня действующих нагрузок в различных частях и элементах комбайнов, что позволяет применять ее для исследований, при проектировании новых машин или модернизации существующих.

2. Для принятой конструкции и компоновки комбайнов существенно снизить нагрузки от действия кинематических возмущений невозможно из-за отсутствия систем подрессоривания и жестких связей между основными элементами, в связи с чем требуется рассмотреть



**Рис. 5.** Спектральная плотность ускорений на мосту ведущих колес, полученная экспериментально (а) и по результатам имитационного моделирования (б)

нетрадиционные для самоходных машин способы стабилизации, например, за счет динамического демпфирования колебаний в подвеске адаптера.

### Литература

1. Бабкин К.А. Разумная промышленная политика или как нам выйти из кризиса. М., 2008. 100 с.
2. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения. М., 1998. 368 с.
3. Бутов А.М. Рынок сельскохозяйственных машин 2016 г. Экономический анализ сегмента мирового рынка // Национальный исследовательский институт «Высшая школа экономики». Центр развития. 2016. 68 с.
4. Сиротин П.В., Жилейкин М.М., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Предпосылки создания комплексной системы горизонтирования и подрессоривания остова зерноуборочных комбайнов // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 11. С. 21–29.
5. Зарубин В.С., Кувыркин Г.Н. Особенности математического моделирования технических устройств // Математическое моделирование и численные методы. 2014. № 1. С. 5–17.
6. Жилейкин М.М., Сарач Е.Б. Математическая модель движения многоосной колесной машины с податливой на кручение несущей системой // Математическое моделирование и численные методы. 2015. № 3. С. 17–40.
7. Жилейкин М.М., Падалкин Б.В. Математическая модель качения эластичного колеса по неровностям недеформируемого основания // Изв. вузов. Машиностроение. 2016. № 3. С. 24–29.
8. Жилейкин М.М. Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колесных машин на базе методов нечеткой логики. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 238 с.
9. Сиротин П.В., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // Труды НАМИ. 2017. № 4 (271). С. 67–74.
10. 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.

### References

1. Babkin K.A. Razumnaya promyshlennaya politika ili kak nam vyjti iz krizisa [Reasonable industrial policy or how we get out of the crisis]. Moscow: 2008. 100 p.
2. Rusanov V.A. Problema pereuplotneniya pochv dvizhiteleyami i chffektivnye puti ee resheniya [The problem of soil compaction by propellers and its effective solutions]. Moscow: 1998. 368 p.
3. Butov A.M. Rynok sel'skohozyajstvennyh mashin 2016 g. [Agricultural machines market of 2016]. EH-konomich-eskij analiz segmenta mirovogo rynka. Nacional'nyj issledovatel'skij institut «Vysshaya shkola ehkonomiki». Centr razvitiya [Economic analysis of the global market segment. National Research Institute “Higher School of Economics”. Development Center]. 2016. 68 p.
4. Sirotin P.V., Zhilejkin M.M., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Prerequisites for the creation of a complex system of horizontal and springing frame of combine harvesters. Traktory i sel'hozmashiny. 2017. No 11, pp. 21–29 (in Russ.).
5. Zarubin V.S., Kuvyrkin G.N. Features of mathematical modeling of technical devices. Matematicheskoe modelirovanie i chislennye metody. 2014. No 1, pp. 5–17 (in Russ.).
6. Zhilejkin M.M., Sarach E.B. Mathematical model of the motion of a multi-axle wheeled vehicle with a torsion-resistant carrier system. Matematicheskoe modelirovanie i chislennye metody. 2015. No 3, pp. 17–40 (in Russ.).
7. Zhilejkin M.M., Padalkin B.V. Mathematical model of an elastic wheel rolling on unevenness of a non-deformable base. Izv. vuzov. Mashinostroenie. 2016. No 3, pp. 24–29 (in Russ.).
8. Zhilejkin M.M. Teoreticheskie osnovy povysheniya pokazatelej ustojchivosti i upravlyaemosti kolesnyh mashin na baze metodov nechetkoj logiki [Theoretical basis for improving the stability and controllability of wheeled vehicles based on fuzzy logic methods]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.EH. Baumana, 2016. 238 p.
9. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental evaluation of the smoothness of the self-propelled forage harvester. Trudy NAMI. 2017. No 4 (271), pp. 67–74 (in Russ.).
10. Sirotin P.V., Lebedinskij I.YU., Kravchenko V.V. The analysis of vibro-acoustic loading of the combine harvesters operators workplace. Sovremennye naukoemkie tekhnologii. Regional'noe prilozhenie. 2018. No 1 (53), pp. 113–121 (in Russ.).