

УДК 629. 33. 022. 048. 027

UDC 629. 33. 022. 048. 027

05.20.01 Технологии и средства механизации сельского хозяйства (технические науки)

05.20.01 Technologies and means of agricultural mechanization (technical sciences)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СВЯЗЕЙ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА САМОХОДНЫХ МАШИН И СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИНЫ**PNEUMATIC VIBRATION ISOLATOR OF CABINS OF PROMISING TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL COMPLEXES FOR AGRICULTURAL PURPOSES**

Сиротин Павел Владимирович
к.т.н., доцент, заведующий кафедрой
SPIN-код: 2801-3166
AuthorID: 793890

Sirotin Pavel Vladimirovich
Cand.Tech.Sci., associate professor, head of the
Department, RSCI SPIN-code: 2801-3166
RSCI Author ID: 793890

spv_61@mail.ru

spv_61@mail.ru

*Южно-Российский государственный
политехнический университет (НПИ) имени М.И.
Платова, Новочеркасск, Россия*

*South-Russian State Polytechnic University (NPI)
named after M.I.Platov, Novocherkassk, Russia*

Работа посвящена развитию принципов алгоритмического конструирования систем поддресоривания кабины самоходных транспортно-технологических машин. Показана необходимость аналитического описания и преобразований пространственных колебаний несущей системы во сходной сигнал системы поддресоривания кабины. Предложен набор основных геометрических параметров, характеризующих взаимную компоновку кабины и основных элементов несущей системы современных зерно- и кормоуборочных комбайнов. Предложены две системы дифференциальных уравнений, определяющих связи между кинематическими параметрами пространственных колебаний контрольных точек несущей системы, центра масс машины, а также точек крепления кабины к остову комбайна. Показана методика проведения верификации, предусматривающая наполнение предложенных уравнений геометрическими и компоновочными параметрами современного кормоуборочного комбайна с подачей в качестве входного сигнала набора данных, полученных с помощью проведенных ранее экспериментальных замеров. Проведено описание процесса получения и обработки выходных данных, а также представлены результаты преобразований сигнала и его сопоставление с данными, полученными экспериментально. Показана адекватность и точность полученных данных с помощью предложенных систем уравнений. Представлено обобщающее заключение по работе. Сформулированы выводы, предполагающие применение предложенных уравнений как элемента математического обеспечения задач алгоритмического конструирования системы поддресоривания

The work is devoted to the development of the principles of algorithmic design of cab suspension systems for self-propelled transport-technological machines. The need for an analytical description and transformation of the spatial vibrations of the carrier system into a similar signal of the cab suspension system is shown. A set of basic geometric parameters characterizing the mutual layout of the cabin and the main elements of the carrier system of modern grain and forage harvesters is proposed. Two systems of differential equations are proposed that determine the relationship between the kinematic parameters of spatial oscillations of the control points of the carrier system, the center of mass of the machine, as well as the attachment points of the cabin to the combine frame. A verification technique is shown that provides for filling the proposed equations with geometric and layout parameters of a modern forage harvester with a data set obtained from previous experimental measurements as an input signal. The article presents a description of the process of obtaining and processing the output data is carried out, and the results of signal transformations and its comparison with the data obtained experimentally. The adequacy and accuracy of the data obtained using the proposed systems of equations is shown. A summary of the work is presented. Conclusions are formulated that suggest the use of the proposed equations as an element of mathematical support for the problems of algorithmic design of a suspension system

Ключевые слова: ЗЕРНОУБОРОЧНЫЙ

Keywords: GRAIN HARVESTER, FORAGE

КОМБАЙН, КОРМОУБОРОЧНЫЙ КОМБАЙН,
СИСТЕМА ПОДРЕССОРИВАНИЯ,
ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ, ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ
ЗАМЕРЫ, ПРЕОБРАЗОВАНИЯ СИГНАЛА,
ПРОГНОЗИРОВАНИЕ

HARVESTER, SPRUNG SYSTEM, VIBRATION
ISOLATION, EXPERIMENTAL MEASUREMENTS,
SIGNAL CONVERSION, FORECASTING

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-176-015>

Введение (актуальность и задачи)

Появление новых поколений высокопроизводительных машин обязательно интенсифицирует рост генерируемых ими вибрационных и акустических полей, причем, как правило, темпы этого роста опережают темпы создания новых методов и средств виброзащиты [1, 2]. Сформировавшиеся в отечественном комбайностроении подходы предполагают оптимизацию виброзащитных устройств и систем на этапе доводочных испытаний опытных образцов, что усложняет и продлевает сроки выхода вибробезопасных изделий на рынок, определяет сложности при сертификации отечественной продукции, особенно, по национальным стандартам европейских и североамериканских стран [3]. Сложившаяся ситуация существенно препятствует реализации Стратегии развития сельхозмашиностроения РФ [4] в части наращивания доли экспортируемой продукции до уровня 30-50%. Решение обозначенной проблемы предполагает разработку не только технических решений, обеспечивающих эффективное функционирующих систем поддресоривания, но методик их проектирования, применимых на ранних стадиях создания машины. Результаты исследований по данному направлению имеют чрезвычайную практическую значимость для современного сельхозмашиностроения и обеспечат производственные предприятия методологической базой по созданию конкурентоспособной продукции для ведения эффективного и экологически чистого агрохозяйства.

<http://ej.kubagro.ru/2022/02/pdf/15.pdf>

Прогнозирование входного вибрационного сигнала на кабину ЗУК и КУК усложняется тем, что данный класс транспортно-технологических машин воспринимает свойственные транспортным машинам кинематические возмущения от опорной поверхности, а также широкополосный спектр силовых возмущений от множества технологических механизмов и силовой установки [3]. Как показано в работе [5] для численных исследований вибрационного состояния таких машин целесообразно применять способ, предполагающий: вычленение кабины как объекта виброзащиты с ее системой поддрессоривания; составлении эквивалентной динамической модели и ее исследование при подаче входного сигнала, получаемого на основе экспериментальных замеров. Таким образом, для исследований ЗУК и КУК подаваемый входной сигнал должен включать составляющие кинематических и силовых возмущений, однако эти процесс до недавнего времени рассматривали и исследовали отдельно. Так, в результате комплексных экспериментальных исследований собраны данные и проведено описание действующих кинематических нагрузок на несущую систему ЗУК и КУК [6, 7], а также исследован процесс формирования вибрации на рабочем месте от технологических механизмов [8]. На основе имеющегося задела прогнозирование вибрационного состояния рабочего места оператора ЗУК и КУК с помощью метода [5] станет возможным, если удастся преобразовать сигнал от несущей системы комбайна, в сигнал точки присоединения системы поддрессоривания кабины, а также в последствии объединить его с широкополосным сигналом от технологических источников.

В связи с чем, целью данной работы являлась разработка математической аппарата для преобразования колебаний контрольных точек несущей системы, получающей кинематические возмущения от

опорной поверхности, во входной сигнал системы поддрессоривания кабины ЗУК и КУК существующих компоновочных схем.

Результаты

Связь между кинематическими процессами в различных точках описывали с помощью дифференциальных уравнений. В разработанных ранее математических моделях и в системах уравнений для преобразования вибросигнала в контрольных точках применена общая ортогональная система координат $OXYZ$ (рис. 1). Система координат $OXYZ$, используемая для математического описания движения комбайна, является подвижной системой координат (ПСК), ее центр O всегда совпадает с центром масс машины C , а оси совпадают с главными осями инерции (рис. 1 а). Предложенная модель позволяет в качестве параметров движения принять проекции (V_x, V_y, V_z) и угловой ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) скоростей точки C [9] на глобальную систему координат. Разработанная математическая и имитационная модель движения позволяют оценить кинематические и динамические нагрузки, действующие в характерных точках $M1$ и $M2$ моста ведущих колес (МВК) и точке $M3$ моста управляемых колес (МУК). Соответственно, поставленная цель достигается за счет преобразования сигнала от точек $M1, M2$ и $M3$ к точкам $H1-H4$ крепления кабины к несущей системе (рис. 1 б).

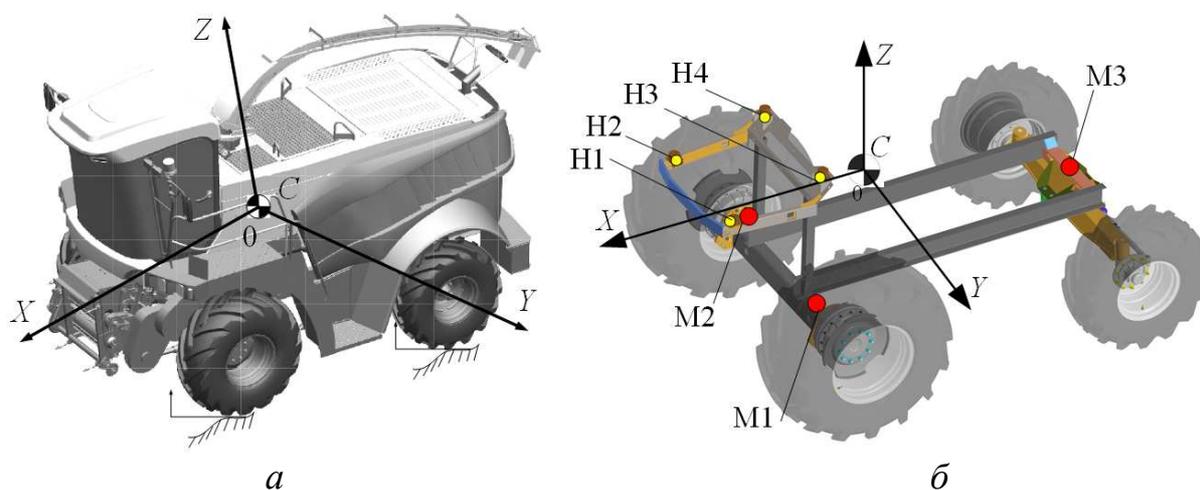


Рисунок 1 - Схема расположения принятой система координат (а), а также контрольные точки корпуса и системы подрессоривания кабины (б)

Для проведения преобразований введены следующие обозначения, характеризующие основные геометрические параметры компоновки кабины относительно корпуса комбайна (рис. 2): L – колесная база комбайна; L_1 – расстояние по оси X системы координат $OXYZ$ между контрольными точками $M1, M2$ на МВК и точкой C ; L_2 – расстояние по оси X системы координат $OXYZ$ между точками $M3$ на МУК и точкой C ; l_1 – расстояние по оси X системы координат $OXYZ$ между контрольными точками $H1, H2$ и точкой C ; l_2 – расстояние по оси X системы координат $OXYZ$ между контрольными точками $H3, H4$ и точкой C ; B – расстояние по оси Y системы координат $OXYZ$ между контрольными точками $M1$ и $M2$ на МВК; b – расстояние по оси Y системы координат $OXYZ$ между осями контрольных точек $H1, H3$ и $H2, H4$; h_1 – расстояние по оси Z системы координат $OXYZ$ между контрольными точками $H1, H2$ и точкой C ; h_2 – расстояние по оси Z системы координат $OXYZ$ между контрольными точками $H3, H4$ и точкой C .

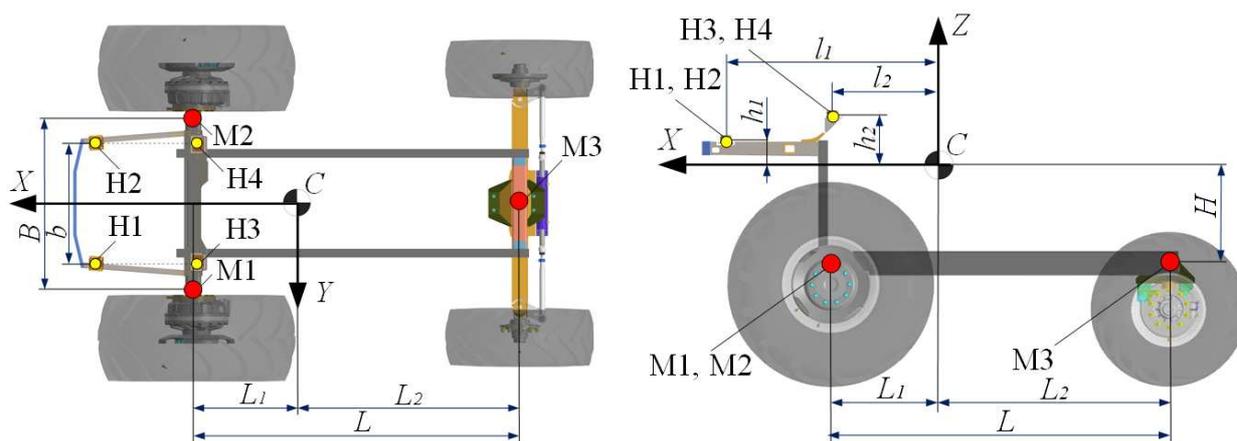


Рисунок 2 - Основные геометрические параметры компоновки кабины и несущей системы

Если расчетная схема пространственная, а корпус ЗУК рассматривать твердым недеформируемым телом, то кинематические

связи между контрольными точками М1, М2 на МВК и точкой М3 на МУК с центром масс комбайна, при его движении, могут быть полностью описаны системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} V_{1z}^x = -\frac{B}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\ \frac{d}{dt} V_{2z}^x = \frac{B}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\ \frac{d}{dt} V_{1y}^x = -H \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\ \frac{d}{dt} V_{2y}^x = -H \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\ \frac{d}{dt} V_{3y}^x = -H \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\ \frac{d}{dt} V_{1z} = \frac{d}{dt} V_{Cz} + \frac{d}{dt} V_{1z}^y + \frac{d}{dt} V_{1z}^x ; \\ \frac{d}{dt} V_{2z} = \frac{d}{dt} V_{Cz} + \frac{d}{dt} V_{2z}^y + \frac{d}{dt} V_{2z}^x ; \\ \frac{d}{dt} V_{3z} = \frac{d}{dt} V_{Cz} + \frac{d}{dt} V_{3z}^y ; \\ \frac{d}{dt} V_{1z}^x = -\frac{d}{dt} V_{2z}^x ; \\ \frac{d}{dt} V_{1z}^y = -L_1 \cdot \frac{d}{dt} \omega_y ; \\ \frac{d}{dt} V_{3z}^y = L_2 \cdot \frac{d}{dt} \omega_y ; \\ \frac{d}{dt} V_{1y} = \frac{d}{dt} V_{Cy} + \frac{d}{dt} V_{1y}^x + \frac{d}{dt} V_{1y}^z ; \\ \frac{d}{dt} V_{2y} = \frac{d}{dt} V_{Cy} + \frac{d}{dt} V_{2y}^x + \frac{d}{dt} V_{2y}^z ; \\ \frac{d}{dt} V_{3y} = \frac{d}{dt} V_{Cy} + \frac{d}{dt} V_{3y}^x + \frac{d}{dt} V_{3y}^z ; \\ \frac{d}{dt} V_{1y}^z = L_1 \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\ \frac{d}{dt} V_{2y}^z = L_1 \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\ \frac{d}{dt} V_{3y}^z = -L_2 \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\ \frac{d}{dt} V_{1x} = \frac{d}{dt} V_{Cx} + \frac{d}{dt} V_{1x}^z + \frac{d}{dt} V_{1x}^y ; \\ \frac{d}{dt} V_{2x} = \frac{d}{dt} V_{Cx} + \frac{d}{dt} V_{2x}^z + \frac{d}{dt} V_{2x}^y ; \\ \frac{d}{dt} V_{1x}^z = \frac{B}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\ \frac{d}{dt} V_{2x}^z = -\frac{B}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\ \frac{d}{dt} V_{1x}^y = H \cdot \frac{d}{dt} \omega_y ; \\ \frac{d}{dt} V_{2x}^y = H \cdot \frac{d}{dt} \omega_y ; \\ \frac{d}{dt} V_{3x}^y = H \cdot \frac{d}{dt} \omega_y , \end{array} \right. \quad (1)$$

где x, y, z в верхнем индексе показывает ось поворота ПСК $OXYZ$, а нижний индекс указывает на контрольную точку и направление колебаний в системе координат $OXYZ$.

При условии, что конструкция машины представлена абсолютно твердым недеформируемым телом угловые компоненты колебаний опорных точек кабины равны угловым компонентам колебаний ЦМ машины $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ Уравнения, связывающие колебания центра масс

комбайна с колебаниями опорных точек кабины Н1-Н4 представлены в виде системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{d}{dt} V_{k1z}^x = -\frac{b}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k2z}^x = \frac{b}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k1y}^x = -h \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k2y}^x = -h \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k1z} = \frac{d}{dt} V_{Cz} + \frac{d}{dt} V_{k1z}^y + \frac{d}{dt} V_{k1z}^x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k2z} = \frac{d}{dt} V_{Cz} + \frac{d}{dt} V_{k2z}^y + \frac{d}{dt} V_{k2z}^x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k1z}^x = -\frac{d}{dt} V_{k2z}^x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k1z}^y = -l_1 \cdot \frac{d}{dt} \omega_y ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k1y} = \frac{d}{dt} V_{Cy} + \frac{d}{dt} V_{k1y}^x + \frac{d}{dt} V_{k1y}^z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k2y} = \frac{d}{dt} V_{Cy} + \frac{d}{dt} V_{k2y}^x + \frac{d}{dt} V_{k2y}^z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k1y}^z = l_1 \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k2y}^z = l_1 \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k1x} = \frac{d}{dt} V_{Cx} + \frac{d}{dt} V_{k1x}^z + \frac{d}{dt} V_{k1x}^y ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k2x} = \frac{d}{dt} V_{Cx} + \frac{d}{dt} V_{k2x}^z + \frac{d}{dt} V_{k2x}^y ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k1x}^z = \frac{b}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k2x}^z = -\frac{b}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k1x}^y = h \cdot \frac{d}{dt} \omega_y ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k2x}^y = h \cdot \frac{d}{dt} \omega_y , \\
 \frac{d}{dt} V_{k3z}^x = -\frac{b}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k4z}^x = \frac{b}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k3y}^x = -h \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k4y}^x = -h \cdot \frac{d}{dt} \omega_x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k3z} = \frac{d}{dt} V_{Cz} + \frac{d}{dt} V_{k3z}^y + \frac{d}{dt} V_{k3z}^x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k4z} = \frac{d}{dt} V_{Cz} + \frac{d}{dt} V_{k4z}^y + \frac{d}{dt} V_{k4z}^x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k3z}^x = -\frac{d}{dt} V_{k4z}^x ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k3z}^y = -l_2 \cdot \frac{d}{dt} \omega_y ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k3y} = \frac{d}{dt} V_{Cy} + \frac{d}{dt} V_{k3y}^x + \frac{d}{dt} V_{k3y}^z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k4y} = \frac{d}{dt} V_{Cy} + \frac{d}{dt} V_{k4y}^x + \frac{d}{dt} V_{k4y}^z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k3y}^z = l_2 \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k4y}^z = l_2 \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k3x} = \frac{d}{dt} V_{Cx} + \frac{d}{dt} V_{k3x}^z + \frac{d}{dt} V_{k3x}^y ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k4x} = \frac{d}{dt} V_{Cx} + \frac{d}{dt} V_{k4x}^z + \frac{d}{dt} V_{k4x}^y ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k3x}^z = \frac{b}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k4x}^z = -\frac{b}{2} \cdot \frac{d}{dt} \omega_z ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k3x}^y = h \cdot \frac{d}{dt} \omega_y ; \\
 \frac{d}{dt} V_{k4x}^y = h \cdot \frac{d}{dt} \omega_y ,
 \end{array} \right. \quad (2)$$

где верхний индекс указывает на принадлежность к осям ПСК $OXYZ$, а нижний указывает на контрольную точку и направление колебаний в системе координат $OXYZ$.

Входной сигнал на систему подрессоривания кабины определяется как суперпозиция сигнала на несущей системе в точках М1-М3, который формируется в результате взаимодействия корпуса машины с опорной поверхностью, и вибрационного сигнала от технологического оборудования. Формирующие суперпозицию вибрационные сигналы могут быть получены экспериментальным путем, когда существует опытный образец машины, или с помощью математического и имитационного моделирования, что применимо для вновь проектируемых машин. Уравнения (1)-(2), связывающие сигнал колебаний несущей системы и систему подрессоривания кабины были запрограммированы в программном комплексе «*Mathcad*». Наполнение рассматриваемых систем уравнений осуществляли геометрическими параметрами современного кормоуборочного комбайна *RSM F2650*. Значение используемых параметров для моделирования приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Значения геометрических и компоновочных параметров, используемых для моделирования

Параметр	Значение, м	Параметр	Значение, м
L_1	1,438	h_1	0,576
L_2	1,562	h_2	0,576
l_1	2,349	b	1,11
l_2	0,953	B	0,96

В качестве входного сигнала в уравнения системы (1) подавали реализации ускорений по осям XYZ в точках М1-М3 несущей системы (рис. 3), которые были получены в результате проведенных экспериментальных замеров параметров плавности хода КУК в соответствии с методикой [6]. Для измерения виброускорений применяли трех- и одноосевые MEMS-акселерометры РСВ.

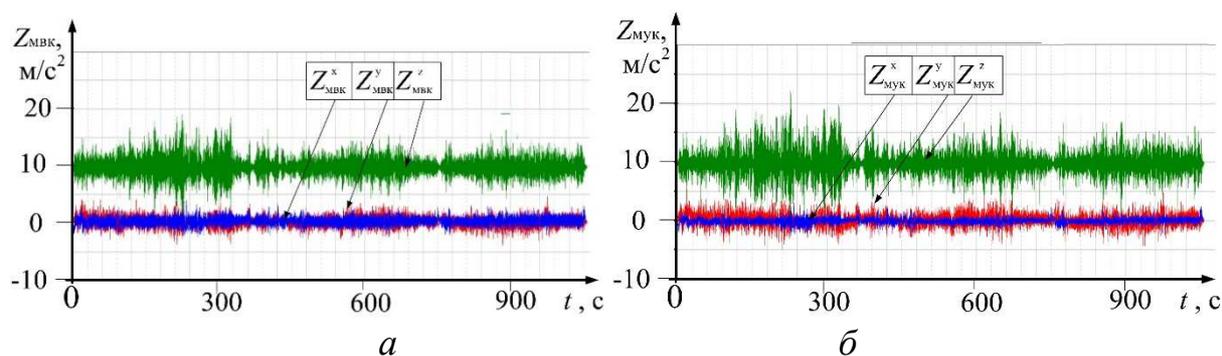


Рисунок 3 - Осциллограммы виброускорений на балках МВК (а) и МУК (б) КУК при движении по грунтовой дороге со скоростью до 13,3 км/ч

Имеющийся сигнал в точках М1-М3 с помощью уравнений (1) был преобразован в сигнал пространственных колебаний точки С (рис. 1-2), а затем по уравнениям системы (2) в сигнал в точках Н1 и Н3. Полученные реализации виброускорений в точках Н1 и Н3 были преобразованы в спектры методом быстрого преобразования Фурье (БПФ). Обработку и преобразования сигнала проводили с помощью программного комплекса *PowerGrappf*.

Результаты моделирования представлены в виде спектров ускорений в точках С (рис. 4 а) и Н3 (рис. 4 б). Полученные результаты были сопоставлены с результатами экспериментальных замеров, действующих виброускорений, в точках Н1 соответствующего серийного КУК (рис. 4 б). Как видно из рис. 4 полученные результаты с помощью киберфизического моделирования достаточно хорошо согласуются с натурным экспериментом в части воспроизведения частот основных действующих гармоник, которые как показывают предыдущие исследования, соответствуют вертикальным и продольно-угловым колебаниями корпуса комбайна на эластичных шинах [6]. Как и следовало ожидать в центре масс комбайна по вертикальному направлению действует одна основная гармоника, а отсутствие продольно-угловой формы ожидаемо из-за того, что эти колебания происходят относительно рассматриваемой точки С, в которой их значения стремится к нулю.

Предлагаемая модель воспроизводит не только действующие частоты возмущений, но и амплитуды действующих гармоник. Как видно на рис. 4 экстремальные значения на полученных спектрах имеют высокую корреляцию на частоте более 0,5 Гц. На частоте до 0,5 Гц видно явное расхождение с расчетными значениями из-за того, что при обработке сигнала и построении экспериментального спектра не был применен фильтр низких частот. Отличия на спектрах в части расхождения действующих амплитуд действующих гармоник обусловлены различными подходами получения сигналов. Экспериментальные замеры имели большую частоту дискретизации, определяемую настройкой измерительного оборудования, что требовала выбор большего размера БПФ.

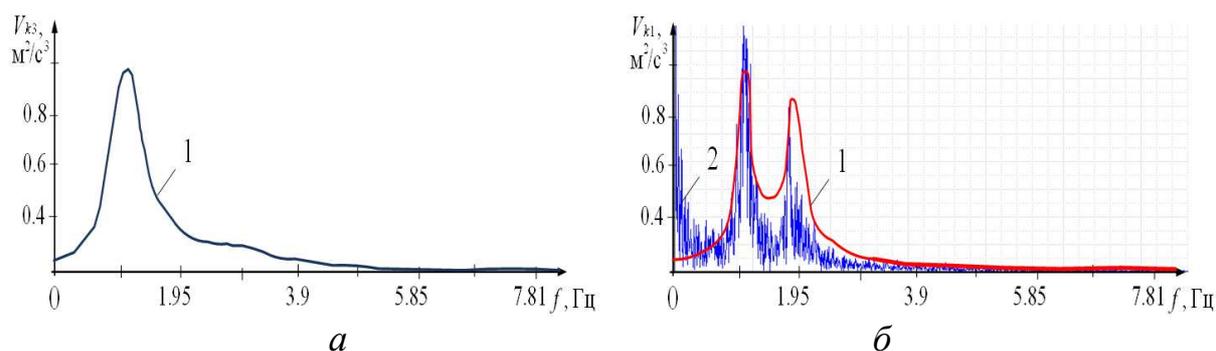


Рисунок 4 - Спектры виброускорений в точке С (а) и НЗ (б),
полученные расчетным путем 1 экспериментально 2

Количественная оценка контролируемых параметров представлена в табл. 2, из которой видно, что расчетные и экспериментально замеренные значения действующих виброускорений по оси Z имеют высокую корреляцию. Действующие вертикальные ускорения в центре масс составляют от 2,736 до 15,861 $\text{м}/\text{с}^2$. При этом экстремальные ускорения в контрольных точке Н1 и НЗ отличаются от эксперимента не более чем на 4%. Имеющиеся отличия максимальных значений могут обусловлены погрешностью измерений и имеющим место конструкционным демпфированием колебаний в несущей системе комбайна [10].

Таблица 2 – Сравнительная оценка результатов, полученных экспериментально и расчетным путем

Контрольные параметры	Действующие уровни ускорений по оси Z в контролируемых точках, м/с ²							
	эксперимент					расчет		
	T1	T2	T3	K1	K3	C	K1	K3
max	15,387	16,241	16,107	16,795	16,082	15,861	16,591	16,186
среднее	9,879	9,862	9,868	9,912	9,683	9,872	9,886	9,871
min	4,276	4,189	0,617	4,567	4,124	2,736	4,425	4,281

Представленные системы уравнений, позволяющая связать пространственные колебания контрольных точек несущей системы с контрольными точками системы поддрессоривания кабины, обеспечивает воспроизведение как форм собственных машины, частот и амплитуд, что подтверждает их адекватность и точность. Благодаря таким связям, становится возможным прогнозировать и исследовать вибронгруженность кабины от кинематических возмущений на основе данных получаемых как экспериментально, так и с помощью известных математических и имитационных моделей [5, 11, 12].

Заключение

1. Разработанные кинематические уравнения позволяют в зависимости от входного сигнала на несущей системе исследуемых машины определять вибрационное состояние в центре масс, либо любой другой ее точки. Разработанный подход предполагает использование предложенных уравнений в качестве элемента математического обеспечения при решении задач алгоритмического конструирования виброзащитных систем самоходных машин, в т.ч. для структурной и параметрической оптимизации элементов системы поддрессоривания кабины.

2. Применение предложенных уравнений позволяет проводить исследования и оптимизацию систем поддрессоривания кабины на ранних стадиях проектирования машин. Однако для достаточно полного

прогнозирования требуется реализация указанного расчета совместно с предложенными ранее методиками исследования систем поддрессирования кабины при их нагружении широкополосными спектром вибраций от технологических источников с учетом нелинейности параметрических настроек виброизоляторов, а также динамических свойств несущей системы кабины.

Литература

1. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. Мн., «Вышэйш. школа», 1971.
2. 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., ил.
3. Годжаев З.А. и др. Сравнительный анализ российских и зарубежных нормативных требований к виброзащите оператора трактора / З. А. Годжаев, Т. З. Годжаев, М. В. Ляшенко [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. – 2021. – № 2(48). – С. 2-8. – DOI 10.31992/2074-0530-2021-48-2-2-8.
4. Распоряжение Правительства РФ от 07.07.2017 N 1455-р «Об утверждении Стратегии развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года».
5. Сиротин П.В., Черненко А.Б. Универсальный метод расчета систем вторичного поддрессирования транспортно- технологических машин // Неделя науки в СПбПУ : материалы научной конференции с международным участием. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч. 2. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 308-311
6. Сиротин П.В., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // ТрудыНАМИ - 2017 4 (271) с. 67-74.
7. 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.
8. Сиротин П.В., Лебединский И.Ю., Кравченко В.В. Анализ виброакустической нагруженности рабочего места операторов зерноуборочных комбайнов // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2018 г. №1 (53). С. 113- 121.
9. Жилейкин М.М., Сиротин П.В. Исследование динамики движения зерно- и кормоуборочных комбайнов методами математического и имитационного моделирования // Тракторы и сельхозмашины. – 2019 г. - № 1. – С. 53-59.
10. Сиротин П.В., Лебединский И.Ю., Кравченко В.В. Анализ виброакустической нагруженности рабочего места операторов зерноуборочных комбайнов // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2018 г. №1 (53). С. 113- 121.
11. Черненко А.Б., Гасанов Б.Г., Сиротин П.В., Сысоев М.И. Пневматические системы поддрессирования кабин специальных транспортно-технологических машин : монография / Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова.–Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ), 2021.– 251с.

12. Горелов В.А., Комиссаров А.И. ПК автоматизированного анализа динамики рабочих процессов наземных транспортно-технологических средств: учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 42 с. : ил.

References

1. Furunzhiev R.I. Proektirovanie optimal'nyh vibrozashhityh sistem. Mn., «Vyshhejn. shkola», 1971.
2. Chelomej V.M. Vibracija v tehnike: Spravochnik. V 6-ti t./Red. sovet: V.N. Chelomej (pred.).-M.: Mashinostroenie, 1981. – T.6. Zashhita ot vibracii i udarov / Pod red. K.V. Frolova. 1981, 456 s., il.
3. Godzhaev Z.A. i dr. Sravnitel'nyj analiz rossijskih i zarubezhnyh normativnyh trebovanij k vibrozashhite operatora traktora / Z. A. Godzhaev, T. Z. Godzhaev, M. V. Ljashenko [i dr.] // Izvestija MGTU MAMI. – 2021. – № 2(48). – S. 2-8. – DOI 10.31992/2074-0530-2021-48-2-2-8.
4. Rasporjazhenie Pravitel'stva RF ot 07.07.2017 N 1455-r «Ob utverzhdenii Strategii razvitija sel'skohozhajstvennogo mashinostroenija Rossii na period do 2030 goda».
5. Sirotin P.V., Chernenko A.B. Universal'nyj metod rascheta sistem vtorichnogo podressorivanija transportno- tehnologicheskikh mashin // Nedelja nauki v SPbPU : materialy nauchnoj konferencii s mezhdunarodnym uchastiem. Institut metallurgii, mashinostroenija i transporta. Ch. 2. – SPb. : Izd-vo Politehn. un-ta, 2016. – S. 308-311
6. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Jeksperimental'naja ocenka plavnosti hoda samohodnogo kormoborochnogo kombajna // TrudyNAMI - 2017 4 (271) s. 67-74.
7. 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.
8. Sirotin P.V., Lebedinskij I.Ju., Kravchenko V.V. Analiz vibroakusticheskoj nagruzhennosti rabocheho mesta operatorov zernoborochnykh kombajnov // Sovremennye naukoemkie tehnologii. Regional'noe prilozhenie. 2018 g. №1 (53). S. 113- 121.
9. Zhilejkin M.M., Sirotin P.V. Issledovanie dinamiki dvizhenija zerno- i kormoborochnykh kombajnov metodami matematicheskogo i imitacionnogo modelirovanija // Traktory i sel'hozmashiny. – 2019 g. - № 1. – S. 53-59.
10. Sirotin P.V., Lebedinskij I.Ju., Kravchenko V.V. Analiz vibroakusticheskoj nagruzhennosti rabocheho mesta operatorov zernoborochnykh kombajnov // Sovremennye naukoemkie tehnologii. Regional'noe prilozhenie. 2018 g. №1 (53). S. 113- 121.
11. Chernenko A.B., Gasanov B.G., Sirotin P.V., Sysoev M.I. Pnevmaticheskie sistemy podressorivanija kabin special'nykh transportno-tehnologicheskikh mashin : monografija / Juzhno-Rossijskij gosudarstvennyj politehnicheskij universitet (NPI) imeni M.I. Platova.– Novocherkassk: JuRGPU (NPI), 2021.– 251s.
12. Gorelov V.A., Komissarov A.I. PK avtomatizirovannogo analiza dinamiki rabochih processov nazemnykh transportno-tehnologicheskikh sredstv: uchebnoe posobie. – M.: Izd-vo MGTU im. N.Э. Baumana, 2017. – 42 s. : il.