

ПОВЫШЕНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ МАССОГАБАРИТНЫХ И ИНЕРЦИАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЕГО КОРПУСА

INCREASING THE SMOOTHNESS OF THE COURSE OF THE FORAGE HARVESTER BY OPTIMIZING THE MASS-DIMENSIONAL AND INERTIAL PARAMETERS OF ITS BODY

П.В. СИРОТИН¹, к.т.н.
М.М. ЖИЛЕЙКИН², д.т.н.

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

² Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия, spv_61@mail.ru

P.V. SIROTIN¹, PhD in Engineering
M.M. ZHILEJKIN², DSc in Engineering

¹ Platov South-Russian State Polytechnic University, Novocherkassk, Russia

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia, spv_61@mail.ru

Предложены научно-методическое обоснование и практические рекомендации по стабилизации движения кормоуборочных комбайнов. Теоретически обоснован расчет оптимальных массогабаритных и инерциальных параметров корпуса, а также упругих свойств шин, как основного элемента системы поддрессирования комбайна. С помощью разработанной методики на примере опытного образца комбайна показана возможность расчета оптимальной жесткости шин и массы дополнительных противовесов, устанавливаемых в базе машины, для обеспечения равенства собственных частот колебаний передней и задней оси колес на эластичных шинах. На основе ранее разработанных авторами математической и имитационной модели комбайна проведено моделирование его движения по грунтовой дороге и асфальтобетонному шоссе с разными скоростями движения. Для оценки эффективности предлагаемого способа улучшения плавности хода комбайна проведено сравнение пиковых и среднеквадратических значений продольного угла наклона корпуса, а также уровней вертикальных виброускорений в кабине на полу под сиденьем оператора в базовом исполнении комбайна и доработанном варианте за счет применения противовесов заданной массы и с оптимизированной жесткостью шин. С помощью имитационного моделирования проведен октавный анализ вибронагруженности рабочего места. Показано, что на основных режимах движения оптимизация массогабаритных и инерциальных параметров корпуса, а также упругих свойств шин комбайна обеспечивает улучшение комфортности рабочего места оператора, особенно в наиболее опасном для человека частотном диапазоне. Определены режимы движения, на которых достигается наилучший эффект от доработки. Приведено описание процесса стабилизации. Представлены выводы по направлению дальнейших исследований.

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

A scientific and methodological rationale and practical recommendations for stabilizing the movement of forage harvesters are proposed. The calculation of the optimal weight and size and inertial parameters of the body, as well as the elastic properties of tires as the main element of the suspension system of the combine was theoretically justified. Using the developed methodology on the example of a prototype harvester, the possibility of calculating the optimal tire stiffness and the mass of additional counterweights installed at the machine is shown to ensure equality of the natural frequencies of the front and rear axles of the wheels on the elastic tire. Taking into account the mathematical and simulation model of the combine, which was developed by authors, its motion on a dirt road and asphalt highway with different speeds was modeled. To evaluate the effectiveness of the proposed method for improving ride smoothness, a comparison was made of the peak and root-mean-square values of the longitudinal angle of inclination of the body, as well as the levels of vertical vibration acceleration in the cab on the floor under the seat of the combine operator in its basic version and a modified version due to the use of counterweights of a given mass and with optimized tire stiffness. With the help of simulation modeling, an octave analysis of the vibration load of the workplace was performed. It is shown that in the main driving modes, optimization of the weight, size and inertial parameters of the body, as well as the elastic properties of the combine tires, improves the comfort of the operator's workplace, especially in the most dangerous frequency range for humans. There are determined the modes of movement, which allow to achieve the best effect. The stabilization process is described. The conclusions for further research are presented.

Keywords: forage harvester, fluctuations, smoothness, vibration of the workplace; counterweights; galloping.

Введение

Существующая система классификации автотранспорта, самоходных машин сельскохозяйственного, строительного-дорожного, военного и др. назначений предполагает их деление не только по назначению, особенностям конструкции и компоновки, но и предопределяет подходы и способы конструирования. До недавнего времени самоходный комбайн рассматривался конструкторами и маркетологами, прежде всего, как технологическая машина, в связи с чем в процессе ее создания стремились обеспечить конкурентоспособный уровень только технологических свойств. В результате получали самоходную машину, эффективную по технологическим показателям, но имеющую чрезвычайно низкий уровень транспортно-эксплуатационных свойств, обусловленный существенной несбалансированностью массогабаритных показателей, а также отсутствием системы поддрессирования. В связи с этим при эксплуатации комбайнов отмечается: переуплотнение агрофонов из-за чрезмерного веса, приходящегося на колеса передней оси; отрыв колес от опорной поверхности при движении со скоростью более 8–10 км/ч и экстренном торможении; галопирование корпуса на эластичных шинах с формированием значительных динамических нагрузок на корпус, а также высокая вибронагруженность рабочего места оператора [1–3]. Особенно такие проблемы проявляются при эксплуатации кормоуборочных комбайнов (КУК).

Перечисленные недостатки определяются, прежде всего, массогабаритными и инерциальными параметрами корпуса, а также несбалансированным уровнем упруго-диссипативных свойств шин, как единственного элемента системы поддрессирования корпуса. Несмотря на это при проектировании комбайнов конструкторы практически не принимают во внимание жесткость шин, назначая давление в них на основе рекомендаций заводов-изготовителей, которые в свою очередь руководствуются требованиями надежности и обеспечения заданного давления в пятне контакта. Однако в последнее время производители комбайнов стали рассматривать свойства шин как фактор управления плавностью хода. Так, например, КУК марки CLAAS модели JAGUAR 980 (рис. 1, а) оснащают системой регулирования давления в шинах, обеспечивающей изменение площади пятна контакта колеса с опорной по-

верхностью, уменьшение сопротивления качению колес при движении по дорогам с твердым покрытием, а также жесткости шин с целью управления параметрами плавности хода [4].



а



б

Рис. 1. Кормоуборочные комбайны CLAAS JAGUAR 980 (Германия) (а) и RSM 2650 (Россия) (б) с противовесами на заднем бампере

Другим очевидным и наиболее простым способом уменьшения динамических нагрузок на корпус комбайна является выравнивание развесовки по осям за счет дополнительных масс-противовесов, устанавливаемых на задней части КУК (рис. 1). Массу противовесов выбирают на основе имеющихся у конструкторов рекомендаций или после проведения комплекса экспериментальных замеров на опытных образцах комбайнов с различными вариантами агрегируемых навесных рабочих органов.

Несмотря на то что такое решение в настоящее время используют все основные производители КУК, тем не менее на сегодняшний день нет сведений о применении конкретных методик и практических рекомендаций по реализации указанных технических решений.

Цель исследований

Разработка методики и формулирование практических рекомендаций подбора параметров противовесов и жесткости эластичных шин кормоуборочных комбайнов.

Материалы и методы

Исследование проведено с помощью математической и соответствующей ей имитационной модели КУК RSM 2650 [5, 6]. Модель описывает динамику движения комбайна с учетом его массогабаритных характеристик, упруговязких связей, особенностей взаимодействия движителя с неровностями опорного основания и др. параметров. Допущено, что массы подрессоренных элементов комбайна приведены к несущей системе, а опорное основание полагается недеформируемым. При моделировании динамики движения комбайна его корпус рассматривался как пространственно абсолютно жесткая конструкция. Связь между кинематическими параметрами и внешними возмущениями описана с помощью дифференциальных уравнений, составляющих математическую модель движения комбайна. Моделирование проведено на неровном недеформируемом опорном основании типа «асфальтобетонное шоссе» и «грунтовая дорога», для описания профиля которых использовались корреляционные функции, приведенные в известных работах [7].

Исследование закономерностей распределения массогабаритных и инерциальных параметров проведено на основе метода консервативных динамических систем со многими связанными между собой степенями свободы [8].

В качестве показателей эффективности предложенного метода приняты: вертикальное виброускорение на рабочем месте оператора

в первых пяти октавах; среднеквадратическое отклонение $\varphi_{\text{ско}}$ и пиковое значение продольного угла наклона корпуса комбайна φ_{max} . Имитационные замеры вертикальных виброускорений в кабине оператора на полу под сиденьем водителя проведены по ГОСТ 12.1.012.

Результаты и обсуждение

Для оценки эффективности применения и разработки практических рекомендаций способа стабилизации движения за счет регулирования жесткости шин и применения противосесов динамическая модель КУК составлена по типу «велосипедной» расчетной схемы на упругих шинах (рис. 2). Такое представление модели КУК возможно из-за отсутствия связи поперечно-угловых колебаний корпуса КУК с другими видами его движения [2, 8].

В соответствии с рис. 2 уравнения движения комбайна на упругих шинах запишем как:

$$\begin{cases} M\ddot{z}_c + (C_1 + C_2)z_c + (C_1l_1 - C_2l_2)\varphi = 0, \\ J\ddot{\varphi} + (C_1l_1 - C_2l_2)z_c + (C_1l_1^2 + C_2l_2^2)\varphi = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где z_c – вертикальное перемещение центра масс комбайна; $\ddot{z}_c$ – ускорение центра масс комбайна в вертикальном направлении.

Введем обозначения:

$$\omega_1^2 = \frac{C_1 + C_2}{M}; \quad \omega_2^2 = \frac{C_1l_1^2 + C_2l_2^2}{J}; \quad \frac{d}{dt} = p; \quad \frac{d^2}{dt^2} = p^2,$$

где ω_1 – собственная частота вертикальных колебаний корпуса; ω_2 – собственная частота продольно-угловых колебаний корпуса.

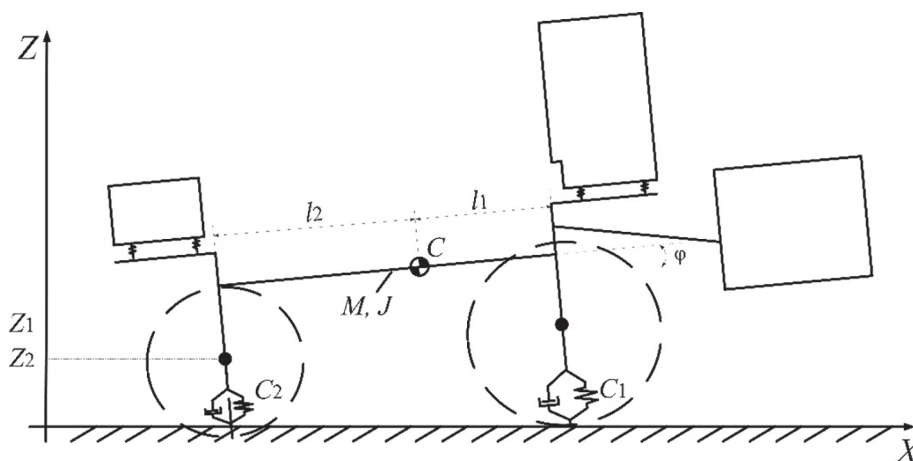


Рис. 2. Расчетная схема кормоуборочного комбайна на упругих шинах:

C – центр масс комбайна; X, Z – оси неподвижной системы координат; C_1, C_2 – жесткости шин передней и задней осей, соответственно; l_1, l_2 – расстояние от центра масс комбайна до передней и задней оси, соответственно; z_1, z_2 – вертикальные координаты точек крепления колес передней и задней осей, соответственно; φ – угол продольного наклона корпуса комбайна; M, J – полная масса и главный момент инерции относительно поперечной оси комбайна

Определитель системы (1) можно записать как [8]:

$$\begin{vmatrix} p^2 + \omega_1^2 & \alpha \omega_1 \omega_2 \\ \alpha \omega_1 \omega_2 & p^2 + \omega_2^2 \end{vmatrix} = 0;$$

$$p^4 + (\omega_1^2 + \omega_2^2)p^2 + \omega_1^2 \omega_2^2 (1 - \alpha^2) = 0;$$

$$\alpha^2 = \frac{(C_1 l_1 - C_2 l_2)^2}{(C_1 + C_2)(C_1 l_1^2 + C_2 l_2^2)}, \quad (2)$$

где α – коэффициент связи.

Тогда корни уравнения (2) можно определить как:

$$\left. \begin{matrix} \Omega_1^2 \\ \Omega_2^2 \end{matrix} \right\} = \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2 \pm \sqrt{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4\alpha^2 \omega_1^2 \omega_2^2}}{2},$$

где Ω_1, Ω_2 – собственные угловые частоты вертикальных и продольноугловых колебаний, соответственно.

В работе [8] доказано, что для двухосных колесных машин улучшение плавности хода может быть достигнуто за счет обеспечения равенства ω_1 и ω_2 . Для того чтобы две собственные частоты колебательной системы (1) совпали с некоторой оптимальной частотой, должно выполняться условие $\Omega_1^2 = \Omega_2^2$. Отсюда следует:

$$C_1 l_1 = C_2 l_2; \quad (3)$$

$$\frac{C_1 l_1^2 + C_2 l_2^2}{J} = \frac{C_1 + C_2}{M}. \quad (4)$$

Следовательно, для минимизации колебаний системы (1), вызванных воздействием со стороны опорного основания, в определенном выражениями (3) и (4) соотношении должны находиться геометрические l_1, l_2 , инерционные M, J и жесткостные C_1, C_2 параметры. Выражения (3) и (4) позволяют оптимизировать массогабаритные свойства и инерциальные параметры КУК для обеспечения заданного уровня вертикальных колебаний и минимизации продольно-угловых колебаний.

Выдержать эти соотношения при проектировании зачастую бывает затруднительно. Изменять жесткость шин можно за счет изменения давления воздуха в них. Сопоставляя параметры современных шин [9, 10], можно заключить, что для обеспечения плавности хода КУК лучше оптимизировать свойства шин передней оси, т.к. они больше по размерам, чем шины задней оси и, следовательно, имеют больший диапазон регулирования жесткости.

Тогда выражение (3) можно переписать в виде:

$$C_1 = \frac{l_2}{l_1} C_2. \quad (5)$$

Для приведения в соответствии с выражением (4) геометрических и инерционных параметров, которые определяются массой и взаимным расположением агрегатов комбайна, можно использовать дополнительную массу в виде противовесов, расположенных на корме комбайна. При этом центр масс комбайна с навешенными противовесами смещается к задней оси на расстояние x (рис. 3).

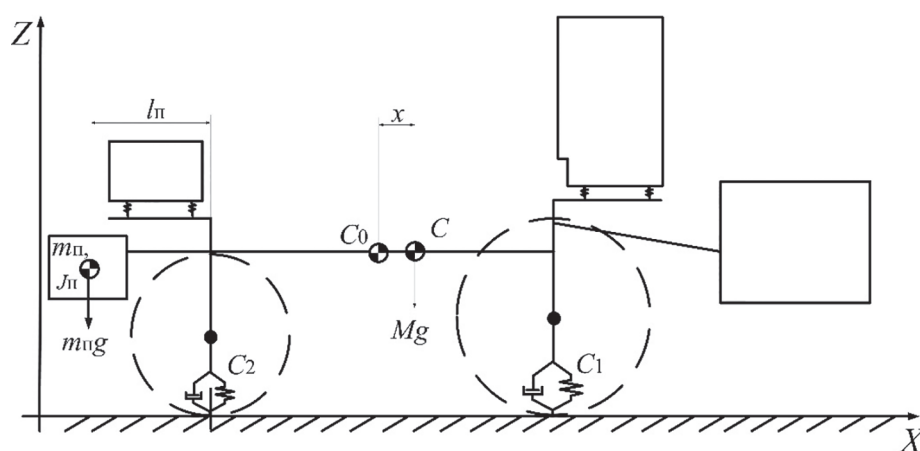


Рис. 3. Расчетная схема кормоуборочного комбайна с противовесами:

C_0 – центр масс комбайна с противовесами; l_{Π} – расстояние от задней оси комбайна до центра масс противовесов; m_{Π}, J_{Π} – масса и главный момент инерции противовесов относительно поперечной оси координат

Согласно расчетной схеме на рис. 3 расстояние x определяется как:

$$x = \frac{m_n}{M + m_n}(l_2 + l_n). \quad (6)$$

Подставив выражение (5) в (4), с учетом (6) получим:

$$\frac{(l_2 - x)(l_2 + x + 1)}{J_o + m_n(l_2 - x + l_n)^2} = \frac{L}{(l_1 + x)(M + m_n)};$$

$$J_o = J + J_n; \quad L = l_1 + l_2,$$

где J_o – главный момент инерции относительно поперечной оси комбайна с противовесами.

Для упрощения дальнейших преобразований примем без существенной потери точности $l_n \approx 0$. Окончательно получим квадратичное уравнение для определения оптимальной:

$$\begin{cases} a \cdot m_n^2 + b \cdot m_n + c = 0, \\ a = 2l_1l_2 + l_2 + Ll_2 + l_1^2 + l_1, \\ b = l_1^2 + 2Ml_1l_2 + Ml_2 + 2l_1^2M + 2Ml_1 - LJ_o - LMl_2, \\ c = l_1^2M^2 + l_1M^2 - LJ_oM, \end{cases} \quad (7)$$

где a , b , c – коэффициенты квадратичного уравнения.

Решая уравнение (7) известными методами, появляется возможность определить оптимальное значение m_n с учетом жесткости шин, массы и геометрических характеристик корпуса. На основе выражения (7) установлено, что для КУК RSM 2650 оптимальная m_n составляет 1450 кг, а жесткость шин передних колес должна быть уменьшена с 3125000 до 1856335 Н/м. Жесткость шин колес задней оси не изменяли – во всех случаях она соответствовала уровню серийных шин фирмы Mitas размерности 21,3R24 и составляла 1230769 Н/м.

По результатам имитационного моделирования установлено, что вибронегруженность рабочего места оператора на доработанном варианте КУК в сравнении с базовым вариантом снижается на 1–7 дБ, причем наибольший эффект достигается в наиболее опасных для организма человека 3–5-й октавах (рис. 4). В первой и второй октавах возможно повышение действующего уровня вибрации до 3 дБ, что связано с некоторым увеличением раскачивания КУК вследствие снижения жесткости шин передней оси и увеличением массы корпуса за счет противовесов. Однако при этом до-

пустимые уровни воздействия не превышают требований стандарта.

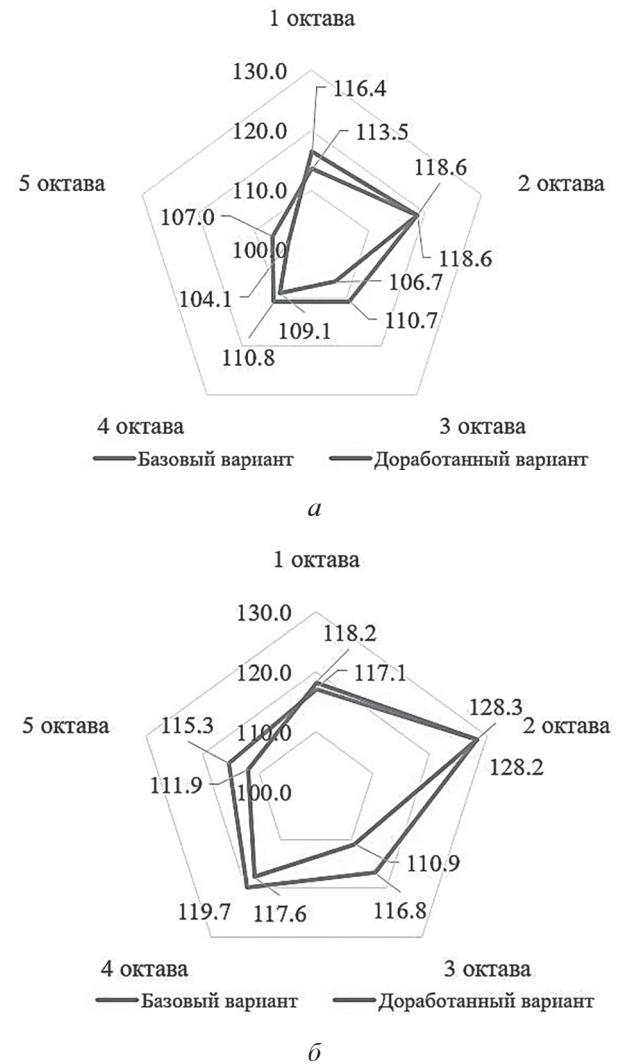


Рис. 4. Действующие уровни вертикальных виброускорений в кабине оператора для комбайнов с адаптером при движении по грунтовой дороге со скоростью 5 (а) и 10 (б) км/ч

Как видно из рис. 5, доработка КУК по предложенному методу привела к некоторому увеличению $\varphi_{\text{СКО}}$ и φ_{max} на скорости движения 5 км/ч. Это обусловлено тем, что неровности опорной поверхности формируют силовые возмущения с частотой, близкой к частоте собственных колебаний корпуса на эластичных шинах. Следует учесть, что раскачиванию также способствует снижение жесткости шин передней оси, т.к. более мягкая шина продавливается в большей степени более массивным корпусом комбайна. На скорости 10 км/ч отмечается улучшение плавности хода: $\varphi_{\text{СКО}}$ снизился на 0,2°, а φ_{max} – на 1,2°.

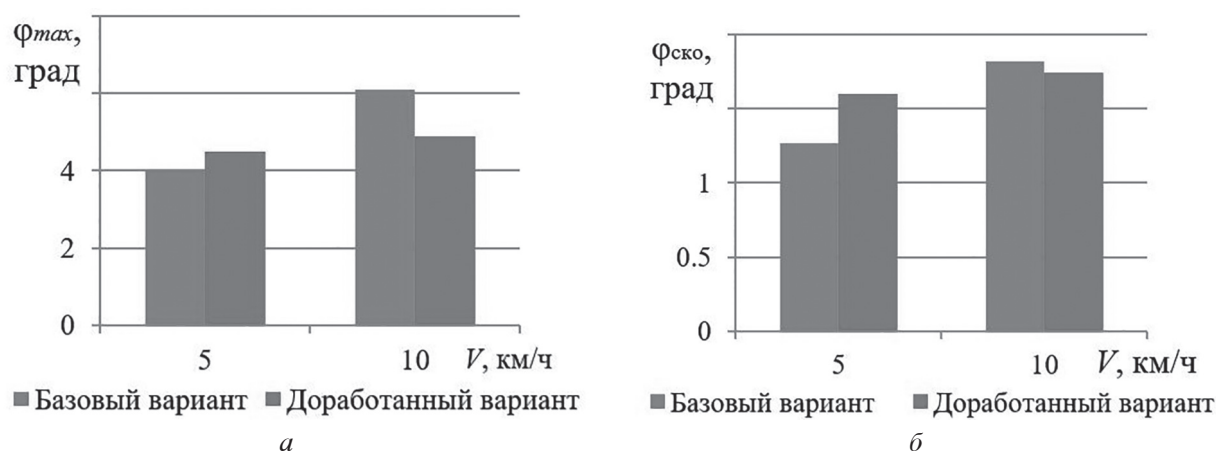


Рис. 5. Сравнение пиковых (а) и среднеквадратических значений продольного угла наклона корпуса КУК с адаптером при движении по грунтовой дороге

В случае движения без адаптера по асфальтобетонному шоссе (режим «дальний транспорт») уровень вибронегруженности рабочего места оператора КУК в целом возрастает по мере увеличения скорости движения от 10 до 35 км/ч (рис. 6). При скоростях дви-

жения до 30 км/ч снижение жесткости передних колес и установка противовесов приводит к некоторому увеличению вибрации на рабочем месте только в первой октаве (рис. 6, а–в), а в более опасных с точки зрения охраны труда третьей, четвертой и пятой достигается за-

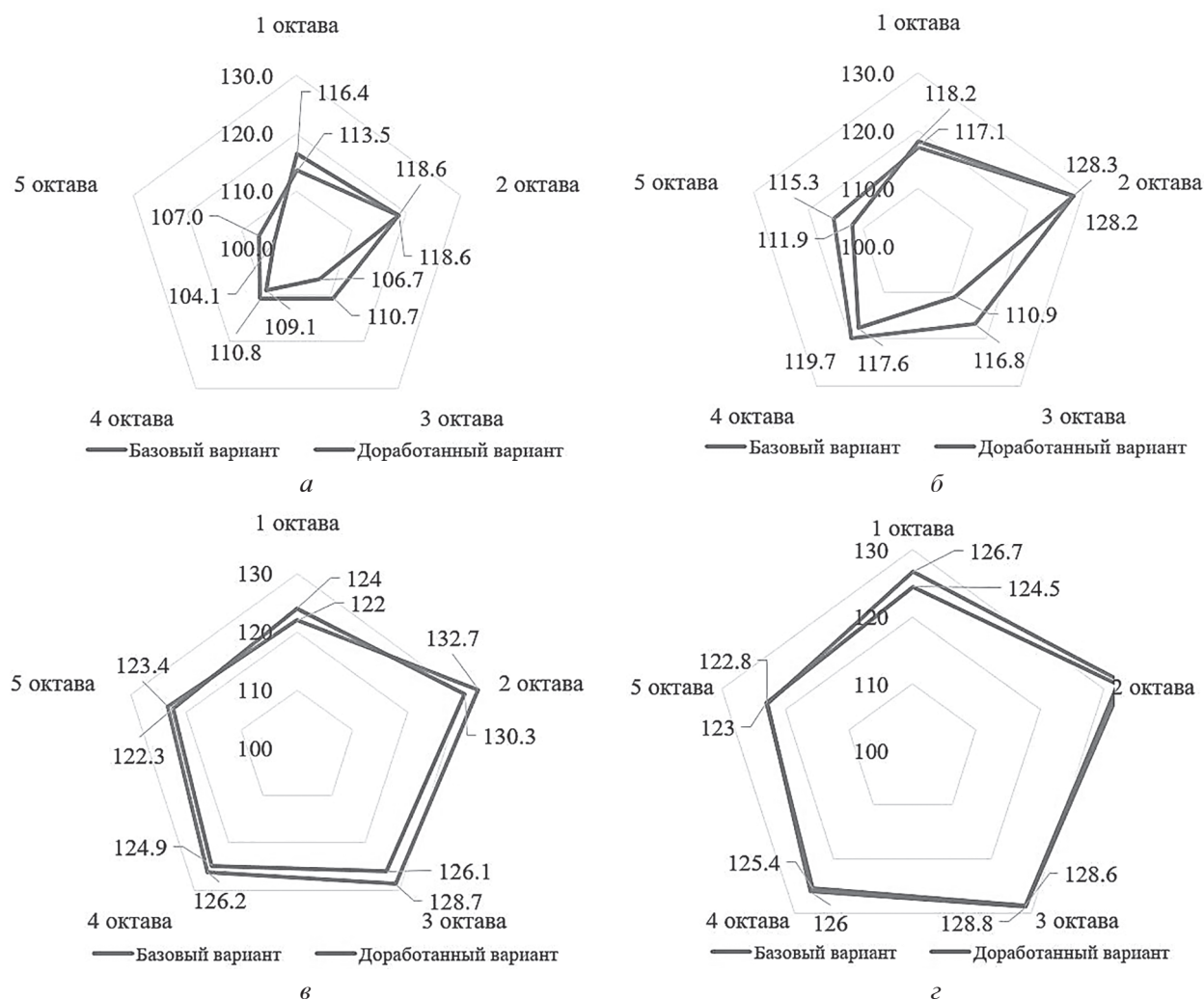


Рис. 6. Сравнение действующих уровней вертикальных виброускорений в кабине оператора для комбайнов без адаптера при движении по асфальтобетонному шоссе со скоростью 10 (а), 20 (б), 30 (в) и 35 км/ч (г)

метное снижение вибронагрузок. Наибольший эффект от доработки комбайна проявляется в третьей октаве, на которой достигается снижение вибрации от 2,5 до 8 дБ (рис. 6, а–в). В режиме «дальний транспорт» наибольший результат от доработки комбайна выявлен на скорости 20 км/ч. На максимальной скорости движения уровень вибрации на рабочем месте оператора доработанного комбайна заметно снизился только на первой октаве (рис. 6, г) из-за уменьшения галопирования корпуса комбайна в целом (рис. 7). На скорости 35 км/ч уровень вибронагруженности в кабине доработанного комбайна практически не отличается от базового варианта.

При движении комбайна по асфальтобетону без адаптера доработка комбайна заметно улучшает плавность хода на скорости 10 и 35 км/ч (рис. 7). Однако при скорости 20–30 км/ч значения φ_{CKO} и φ_{max} увеличивались, прежде всего, из-за преобладания низкочастотных колебаний корпуса (см. рис. 6, б, 6, г). Особенно показатели плавности хода снижаются на скорости 30 км/ч. Очевидно, что на малой скорости эффект достигается за счет сглаживания колебаний более мягкими шинами, а на максимальной – из-за увеличения поддрессоренной на шинах массы корпуса. На скорости движения 10 км/ч снижение φ_{CKO} происходит за счет сглаживания колебаний более мягкими шинами, однако по той же причине уровень φ_{max} увеличивается.

Таким образом, разработан комплекс мероприятий по доработке конструкции КУК, заключающийся в изменении жесткости шин передней оси и навешивании дополнительных противовесов на корму комбайна. В отличие

от известных способов стабилизации самоходных машин разработанный способ предполагает приведение параметров колебательной системы комбайна к определенному соотношению, обеспечивающему минимизацию колебания, прежде всего, за счет сужения полосы частот собственных колебаний корпуса.

Выводы

При движении комбайна в транспортных режимах его доработка за счет оптимизации массогабаритных и инерциальных показателей эффективна и способствуют снижению, прежде всего, вибронагруженности рабочего места оператора КУК.

Оптимизация жесткости колес и инерциальных параметров корпуса позволяет улучшить плавность хода комбайна и комфортность на рабочем месте оператора только для заданного режима или заданной скорости движения. Эффективный способ стабилизации КУК, вероятно, должен предполагать применение каких-либо полуактивных и активных исполнительных элементов в подвеске корпуса или навесных агрегатов.

Литература

1. 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.
2. Сиротин П.В., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // ТрудыНАМИ. 2017. № 4 (271). С. 67–74.

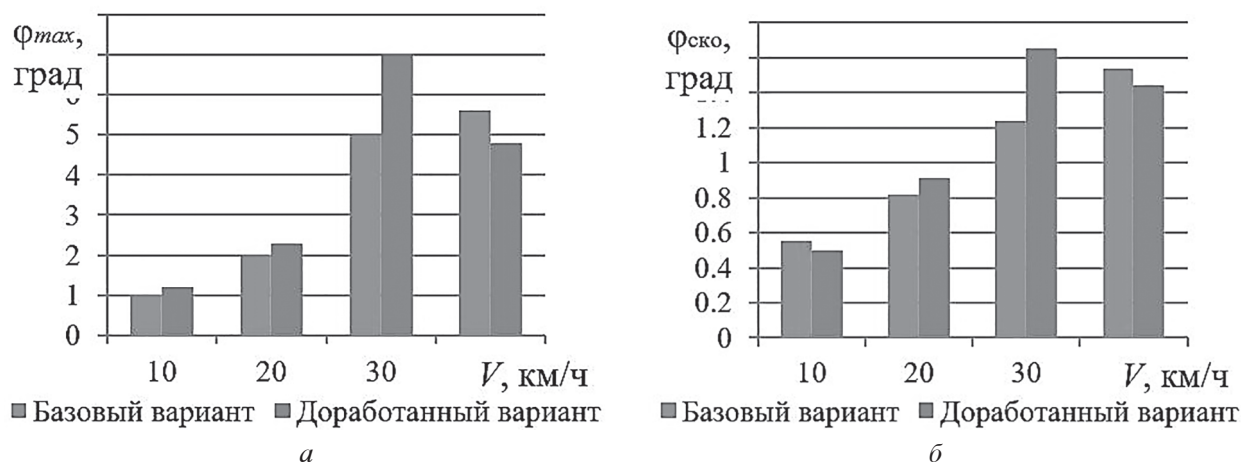


Рис. 7. Сравнение пиковых (а) и среднеквадратических значений продольного угла наклона корпуса (б) КУК без адаптера при движении по асфальтобетонному шоссе

3. 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).
4. Claas. Продукты. Силосоуборочные комбайны. JAGUAR 980-940. URL: <https://www.claas.ru/produktsiya/silosouborochnyyekomбайны/jaguar980-940lrc/motor-fahrwerk> (дата обращения 06.02.2019).
5. 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 им. Н.Э. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 842 с.
6. 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.
7. Полунгяна А.А., Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Жеглов Л.Ф. и др. Проектирование полноприводных колесных машин: учеб. для вузов: В 3 т. Т. 3 / под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 432 с.
8. Рокар И. Неустойчивость в механике. Пер. с французского. М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1959. 288 с.
9. Belshina. Каталог продукции. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин. URL: <http://www.belshinajsc.by/catalog/shiny-dlya-traktorov-i-selskokhozyaystvennykh-mashin/> (дата обращения 08.04.2019).
10. Mitas/Продукция/Сельскохозяйственные шины. URL: <https://www.mitas-tyres.com/ru/produkcija/selskokhozyajstvennyye-shiny/> (дата обращения 08.04.2019).
2. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental assessment 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., 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).
4. Slaas. Produkty. Silosouborochnye kombajny. JAGUAR 980-940. URL: <https://www.claas.ru/produktsiya/silosouborochnyyekomбайны/jaguar980-940lrc/motor-fahrwerk> (accessed 06.02.2019 g).
5. Sirotin P.V., Zhilejkin M.M., Sapegin A.G. The study of the dynamics of the movement of self-propelled forage harvesters by simulation methods. Odinnadcataya Vserossiyskaya konferenciya molodyh uchenykh i specialistov (s mezhdunarodnym uchastiem) «Budushchee mashinostroeniya Rossii»: sbornik dokladov. 24–27 sentyabrya 2018 g. Soyuz-mashinostroitelej Rossii, MGTU im. N.E. Bauman [Eleventh All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists (with international participation) «The Future of Russian Engineering»: a collection of reports. Sep-tember 24–27, 2018 / Union of Machine Builders of Russia, Bauman Moscow State Technical University]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2018. 842 p.
6. Zhilejkin M.M., Sirotin P.V. The study of the dynamics of the movement of grain and forage harvesters by the methods of mathematical and simulation modeling. Traktory i sel'hozmashiny. 2019. No 1, pp. 53–59 (in Russ.).
7. Polungyana A.A. Proektirovanie polnoprivodnykh kole-snykh mashin: ucheb. dlya vuzov [Design of all-wheel drive wheeled vehicles: textbook for universities]: P79 V 3 t. Vol. 3 / B.A. Afanas'ev, B.N. Belousov, L.F. ZHeglov i dr.; Pod red. A.A. Polungyana. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2008. 432 p.
8. Rokar I. Neustojchivost' v mekhanike [Instability in mechanics]. Per. s francuzskogo. Moscow: Izd-vo inostr. Lit-ry Publ., 1959. 288 p.
9. Velshina. Katalog produkci. SHiny dlya traktorov i sel'skohozyajstvennykh mashin. URL: <http://www.belshinajsc.by/catalog/shiny-dlya-traktorov-i-selskokhozyaystvennykh-mashin/> (accessed 08.04.2019 g).
10. Mitas/Produkciya/Sel'skohozyajstvennyye shiny. URL: <https://www.mitas-tyres.com/ru/produkcija/selskokhozyajstvennyye-shiny/> (accessed 08.04.2019 g).

References

1. Sirotin P.V., Lebedinskij I.YU., Kravchenko V.V. Analysis of vibro-acoustic loading of the workplace of operators of combine harvesters. Sovremennye naukoemkie tekhnologii. Regional'noe prilozhenie. 2018. No 1 (53), pp. 113–121 (in Russ.).