



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Шарипов В.М.

Издается с февраля 1930 г.

9•2017

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Горбачёв И.В.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксенович Т.И.

Кутьков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

Щельцын Н.А.

Учредитель

- Редакция

Зарегистрирован Федеральной службой
по надзору в сфере связи, информационных
технологий и массовых коммуникаций 18.03.2016
ПИ № ФС77-65085

Журнал входит в перечень ВАК РФ
изданий для публикации трудов соискателей
ученых степеней, а также в Российский индекс
научного цитирования (РИНЦ)

Издатель

Московский Политех

Адрес редакции:

115280, Москва, Автозаводская, 16

Тел. (495) 276-33-67

E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru

Сайт: www.mospolytech.ru

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ	ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT	
Мальчук В.И., Дунин А.Ю., Алексеев И.В., Трофименко Ю.В., Калинина С.М. Топливные системы для подачи смесевых топлив в быстроходных дизелях	Mal'chuk V.I., Dunin A.Yu., Alekseev I.V., Yu.V. Trofimenko, S.M. Kalinina Fuel systems for feeding mixed fuels in high-speed diesel engines	3
НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ	NEW MACHINES AND EQUIPMENT	
Дмитренко А.И., Бурьянов А.И., Горячев Ю.О. К обоснованию методологии разработки сельскохозяйственных модульных агрегатов	Dmitrenko A.I., Bur'yanov A.I., Goryachev Yu.O. Methodology for the development of agricultural modular aggregates	11
Пархоменко Г.Г., Божко И.В., Громаков А.В. Обоснование формы криволинейного рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы	Parkhomenko G.G., Bozhko I.V., Gromakov A.V. The rationale for the curvilinear shape of the working body for layered subsurface tillage	22
Беспамятнова Н.М., Беспамятнов Ю.А., Колинько А.А. Характеристика новаций рабочих органов для посева в технологии безотвальной обработки почвы и посева	Bespamyatnova N.M., Bespamyatnov Yu.A., Kolin'ko A.A. The characteristic of innovations of working bodies for sowing in technology of soil-free tillage and sowing	31
ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ	THEORY, DESIGN, TESTING	
Антипин В.П., Валяжонков В.Д., Дурманов М.Я., Куликов В.Н., Михайлов А.О. Анализ и уточнение конструктивных параметров машинно-тракторного агрегата на базе трактора К-744Р-05	Antipin V.P., Valyazhonkov V.D., Durmanov M.Ya., Kulikov V.N., Mikhaylov A.O. Analysis and refinement of design parameters of the machine-tractor unit based on the tractor K-744R-05	37
Камбулов С.И., Рыков В.Б., Божко И.В., Колесник В.В. Характеристика внешних воздействий на работу машинно-тракторных агрегатов	Kambulov S.I., Rykov V.B., Bozhko I.V., Kolesnik V.V. Characteristics of external influences on the operation of machine-tractor units	45
Кутьков Г.М., Грибов И.В., Перевозчикова Н.В. Балластирование тракторов	Kut'kov G.M., Gribov I.V., Perevozchikova N.V. Ballasting of tractors	52

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении по каталогу «Пресса России» – индекс 27863, а также в агентствах: «Информнаука», тел. (495) 787-38-73, gladkih@viniti.ru; «Урал-Пресс», тел. (495) 789-86-36, e_timoshenkova@ural-press.ru; «МК-Периодика», тел. (495) 672-70-89, chernous@periodicals.ru

Перепечатка материалов из журнала возможна при обязательном письменном согласии редакции.
При перепечатке ссылка на журнал «Тракторы и сельхозмашины» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

За приводимые в статьях факты, точность расчетов и экспериментальных данных,
а также за точность цитирования и ссылок на источники ответственность несут авторы.

ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ПОДАЧИ СМЕСЕВЫХ ТОПЛИВ В БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЯХ

FUEL SYSTEMS FOR FEEDING MIXED FUELS IN HIGH-SPEED DIESEL ENGINES

В.И. МАЛЬЧУК, к.т.н.
А.Ю. ДУНИН, к.т.н.
И.В. АЛЕКСЕЕВ, д.т.н.
Ю.В. ТРОФИМЕНКО, д.т.н.
С.М. КАЛИНИНА

Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ), Москва, Россия,
dvs@madi.ru

V.I. MAL'CHUK, PhD in Engineering
A.YU. DUNIN, PhD in Engineering
I.V. ALEKSEEV, DSc in Engineering
YU.V. TROFIMENKO, DSc in Engineering
S.M. KALININA

Moscow Automobile and Road Construction State Technical
University (MADI), Moscow, Russia, dvs@madi.ru

В статье изложены результаты комплектации и испытаний разработанных в Московском автомобильно-дорожном государственном техническом университете вариантов топливных систем, предназначенных для подачи смесового топлива с возможностью изменения их состава в процессе впрыскивания. Корпус форсунки для смесового топлива отличается от корпуса серийного изделия наличием двух каналов для подвода к распылителю, соответственно, основного топлива и присадки. Форсунка укомплектована распылителем, который также имеет каналы для подвода дизельного и альтернативного топлив. Подача дизельного топлива через осевой канал в игле распылителя тоже имеет принципиальное значение, так как оно неминуемо попадает в зазор между иглой и корпусом и тем самым способствует смазке данной прецизионной пары. Смешение компонентов смеси осуществляется в полости, расположенной у основания запирающего конуса иглы. Это еще одна принципиальная особенность конструкции распылителя форсунки, предназначенной для смесового топлива. Моторные исследования смесового топлива проведены на одноцилиндровом двигателе, смонтированном на универсальном картере ИТ-9 (1Ч 10,5/12). Показано, что увеличение доли воды в смеси с дизельным топливом приводит к улучшению состава продуктов сгорания в дизеле. Так, при 50%-м массовом содержании воды наблюдается снижение выбросов сажи почти в 10 раз, оксидов азота – в 2,6 раза, а оксида углерода – в 2,5 раза. Показаны работоспособность разработки при ее функционировании в составе дизеля (2Ч 10,5/12) и возможность улучшения его экологических характеристик при снижении расхода дизельного топлива путем частичной замены его этанолом.

Ключевые слова: дизель, альтернативное топливо, топливная система, смесовое топливо.

The article presents the results of the assembly and testing of the fuel system variants developed at the Moscow State Automobile and Road Technical University for the supply of mixed fuel with the possibility of changing their composition during the injection process. The nozzle housing for mixed fuel differs from the housing of the serial product by the presence of two channels for supplying to the atomizer, respectively, the main fuel and additive. The nozzle is equipped with a sprayer, which also has channels for supplying diesel and alternative fuels. The supply of diesel fuel through the axial channel in the nozzle of the nebulizer is also of fundamental importance, since it inevitably falls into the gap between the needle and the body and thereby facilitates the lubrication of this precision pair. Mixing of the components of the mixture is carried out in the cavity located at the base of the locking cone of the needle. This is another principal feature of the nozzle atomizer design, intended for mixed fuel. Motor fuel mixture research was carried out on a single-cylinder engine mounted on the universal crate of IT-9 (1 Ch 10.5 / 12). It is shown that an increase in the proportion of water in a mixture with diesel fuel leads to an improvement in the composition of combustion products in diesel. Thus, with a 50 % water content, carbon emissions are reduced by almost 10 times, nitrogen oxides by a factor of 2,6, and carbon oxide by a factor of 2,5. The working capacity of the development during its operation as a part of the diesel engine (2 Ch 10.5 / 12) is shown and the possibility of improving its ecological characteristics with a reduction in the consumption of diesel fuel by partial replacement with ethanol is demonstrated.

Keywords: diesel, alternative fuel, fuel system, mixed fuel.

Введение

Одна из актуальных задач современного этапа жизнедеятельности общества состоит в комплексном решении экологических и топливно-энергетических проблем дизелей, предназначенных для транспортной, сельскохозяйственной, строительной и промышленной техники. При этом, в перечисленных сферах доминирующее распространение получили дизели.

В этой связи актуальными являются работы по использованию в двигателях с воспламенением от сжатия смеси топлив нефтяного происхождения и альтернативных.

К перспективным альтернативным топливам относят природный газ, спирты, синтетические топлива, природные масла и эфиры на их основе. Часть альтернативных топлив можно произвести из органических материалов растительного происхождения.

Сейчас происходит активное внедрение этих смесевых топлив – совместно с бензином или дизельным топливом. Важнейшим здесь является адаптация компонентов этих топлив для использования в поршневых ДВС с целью получения их показателей на уровне двигателей, применяющих традиционные топлива.

Цель исследования

В мировой практике известны различные пути решения вышеуказанных проблем дизелей. Один из них – совместная подача в камеру сгорания (КС) традиционного (дизельного) топлива и альтернативных топлив в виде смеси. Это позволяет расширить число альтернативных топлив, которые можно использовать для питания дизелей и тем самым существенно сократить расход дизельного топлива за счет его частичной замены альтернативными топливами.

Здесь необходимо отметить, что многие альтернативные топлива имеют низкое цетановое число (ЦЧ), из-за чего их совместное применение с дизельным топливом приводит к уменьшению ЦЧ всей смеси. В результате в процессе рабочего цикла дизеля наблюдается увеличение периода задержки воспламенения и увеличение динамических показателей процесса сгорания. При этом может иметь место увеличение выброса отдельных токсичных составляющих отработавших газов, например оксида углерода СО и углеводородов СН в случае совместной подачи дизельного топлива и спирта [1].

Решение отмеченных проблем, связанных с динамикой сгорания и выбросами токсичных веществ, возможно путем рационального использования компонентов смеси в процессе впрыскивания. Применительно к смеси дизельного топлива и альтернативного топлива с низким ЦЧ представляется целесообразным начало подачи смеси в КС дизеля осуществлять при максимальном содержании дизельного топлива, а заканчивать впрыскивание с нарастающей долей альтернативного топлива. Таким образом, ставится вопрос о коррекции состава смеси непосредственно в процессе ее впрыскивания в КС дизеля в зависимости от конкретного режима работы дизеля. Кроме того, на отдельных режимах, например пуск двигателя, целесообразно полностью отключить подачу альтернативного топлива.

Объект и результаты исследований

Изложенные требования к способу организации подачи топлива в КС дизеля могут быть удовлетворены с помощью двух вариантов топливных систем подачи смесевого топлива (ТСПСТ), разработанных в МАДИ [2–5].

Первый вариант ТСПСТ (рис. 1) включает два топливных насоса высокого давления (ТНВД) 2, 11 серийной конструкции для подачи, соответственно, основного топлива (дизельного топлива) 11 и присадки 2 (альтернативного топлива) к форсункам из соответствующих баков 1 и 12.

Корпус 3 форсунки [2] для ТСПСТ отличается от корпуса серийного изделия наличием двух каналов для подвода к распылителю, соответственно, основного топлива и присадки.

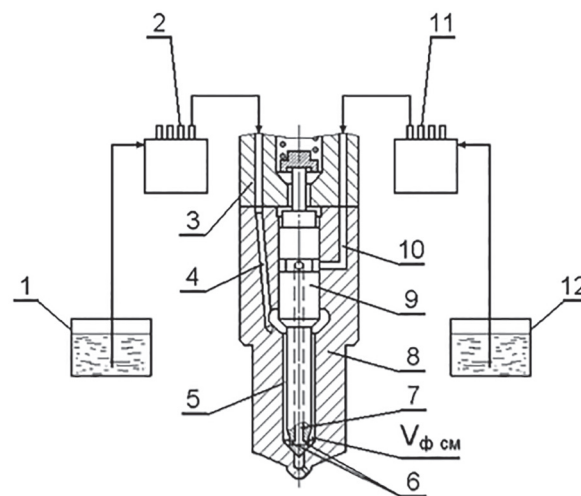


Рис. 1. Схема первого варианта системы подачи смесевого топлива

Форсунка укомплектована распылителем 8, который также имеет каналы для подвода дизельного 7, 10 и альтернативного 4, 5 топлив. Подача дизельного топлива через осевой канал 7 в игле 9 распылителя также имеет принципиальное значение, так как оно неминуемо попадает в зазор между иглой и корпусом и тем самым способствует смазке данной прецизионной пары. Смешение компонентов смеси осуществляется в полости $V_{\phi \text{ см}}$, расположенной у основания запирающего конуса иглы. Это еще одна принципиальная особенность конструкции распылителя форсунки, предназначенной для ТСПСТ. Подвод топлива из канала 7 к полости $V_{\phi \text{ см}}$ осуществляется через радиальные каналы 6, выходные кромки которых расположены выше запирающей кромки иглы 9.

Предлагаемый вариант ТСПСТ (рис. 1) был испытан на безмоторной установке и на двигателе. В этих опытах использовалось стандартное дизельное топливо марки Л и воду в качестве присадки. Опытная ТСПСТ была укомплектована ТНВД модели УТН для подачи дизельного топлива и ТНВД Bosch размерности «А» для впрыскивания присадки. Экспериментальная форсунка была изготовлена на Ногинском заводе топливной аппаратуры (ОАО «НЗТА»).

На безмоторной установке определяли характеристики впрыскивания и состав смеси в каждый момент процесса топливоподачи. Для этого использовался механический стробоскоп щелевого типа, ширина щели которого составляла 1° поворота кулачкового вала ТНВД.

Состав смеси оценивался коэффициентом $K_{\text{см}}$, который характеризует массовую долю присадки в смеси:

$$K_{\text{см}} = G_n / (G_n + G_m) = (\rho_n V_n) / (\rho_{\text{см}} V_{\text{см}}),$$

где с учетом, что $V_{\text{см}} = V_n + V_m$ и

$$\rho_n V_n + \rho_m V_m = \rho_{\text{см}} V_{\text{см}}, \text{ имеем}$$

$$K_{\text{см}} = [(\rho_{\text{см}} - \rho_m) \rho_n] / [(\rho_n - \rho_m) \rho_{\text{см}}].$$

Здесь G_n , G_m – массовые подачи присадки и дизельного топлива; $V_{\text{см}}$, V_n , V_m , $\rho_{\text{см}}$, ρ_n , ρ_m – объемные подачи смеси, присадки и дизельного топлива и их плотности.

Для иллюстрации результатов исследования на рис. 2 представлены характеристика впрыскивания смеси $\Delta G = f(\phi_k)$ и изменение состава смеси в процессе впрыскивания $K_{\text{см}} = f(\phi_k)$

$K_{\text{см}} = f(\phi_k)$, где ΔG – массовая подача смеси за 1° поворота кулачкового вала ТНВД; ϕ_k – угол поворота кулачкового вала ТНВД. Режим испытаний был следующий: частота вращения вала ТНВД $n_k = 1000 \text{ мин}^{-1}$; цикловая подача дизельного топлива – 50,6 мг, воды – 20,02 мг. Оба ТНВД одновременно подавали компоненты смеси к форсунке. Значение угла ϕ_k , принятое за ноль на рис. 2, соответствовало началу характеристики впрыскивания.

Как видно из рис. 2, предлагаемая СПСТ обеспечивает в начальный период процесса незначительное содержание воды в смеси ($K_{\text{см}} = 6...30\%$). Минимальное $K_{\text{см}}$ наблюдалось при $\phi_k = 7...8^\circ$, т. е. при максимальном количестве топлива. С уменьшением общей подачи смеси ($\phi_k > 8^\circ$) доля присадки в смеси значительно увеличивалась, и при $\phi_k = 10...12^\circ$ $K_{\text{см}} = 80...90\%$. Полученные зависимости $\Delta G = f(\phi_k)$ и $K_{\text{см}} = f(\phi_k)$ имеют частный характер, но очевидно, что ТСПСТ позволяет обеспечить коррекцию состава смеси в процессе впрыскивания.

Моторные исследования ТСПСТ проводили на одноцилиндровом двигателе, смонтированном на универсальном картере ИТ-9 (1С 10,5/12), который имел размерность дизелей семейства Владимирского тракторного завода (ОАО «ВТЗ»). Испытательный стенд был оборудован системами, измерительными устройствами и приборами в соответствии с ГОСТ 14846-86. На двигателе оценивали работоспособность СПСТ и определяли экологиче-

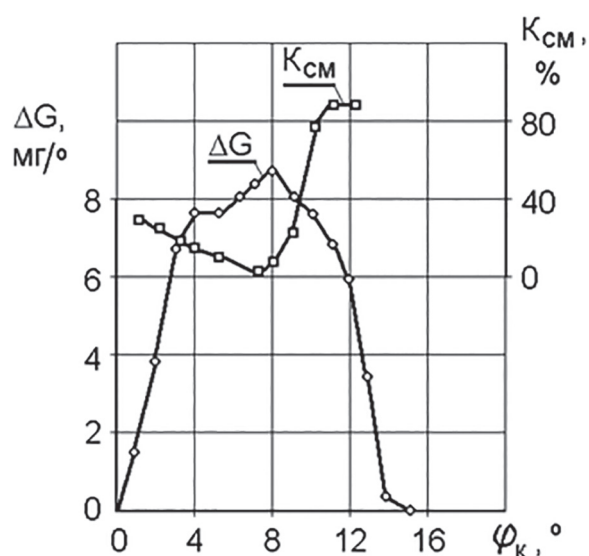


Рис. 2. Характеристика впрыскивания смеси $\Delta G = f(\phi_k)$ и изменение состава смеси в процессе впрыскивания $K_{\text{см}} = f(\phi_k)$

ские и динамические показатели рабочего процесса дизеля.

Полученные в ходе исследований результаты представлены на рис. 3 и рис. 4. На этих рисунках $\Delta p/\Delta \varphi$ – средняя скорость нарастания давления; p_z – максимальное давление цикла; NO_x – выбросы оксидов азота; C – выбросы сажи; CO – выбросы оксида углерода.

Рис. 3 служит иллюстрацией влияния состава смеси $K_{\text{см}}$ на рабочий процесс дизеля и его экологические характеристики при среднем эффективном давлении $p_e = 0,5$ МПа и частоте вращения коленчатого вала $n = 1800$ мин⁻¹. Опыты проводились при оптимальном установочном угле опережения впрыскивания, который определяли без подачи воды ($K_{\text{см}} = 0$). Анализ рис. 3 показывает, что увеличение доли воды в смеси с дизельным топливом приводит к улучшению состава продуктов сгорания в дизеле. Так при $K_{\text{см}} = 50$ % наблюдается снижение выбросов C почти в 10 раз, NO_x – в 2,6 раза, а CO – в 2,5 раза. С другой стороны, увеличение $K_{\text{см}}$ приводит к ухудшению динамических показателей процесса сгорания, а следовательно, и акустических характеристик дизеля. В частности при $K_{\text{см}} = 50$ % наблюдается увеличение p_z с 7,1 ($K_{\text{см}} = 0$) до 8 МПа и $\Delta p/\Delta \varphi$ с 0,18 до 0,24 МПа/град.

На рис. 4 показаны результаты работы дизеля, оборудованного СПСТ, по нагрузочной характеристике при $n = 1800$ мин⁻¹ и $K_{\text{см}} = 0, 20$ и 30 %. Видно, что с позиции экологии наилуч-

шие результаты были получены при $K_{\text{см}} = 30$ %. Однако влияние присадки на экологические характеристики продуктов сгорания в наибольшей степени проявлялось при больших нагрузках. Например, при $p_e = 0,5$ МПа увеличение $K_{\text{см}}$ с 0 до 20 % привело к уменьшению содержания C в продуктах сгорания в 4,2 раза, тогда как при $p_e = 0,2$ МПа – только в 2,2 раза. В то же время на всех режимах работы дизеля присадка воды ухудшала динамические показатели. Следует заметить, что при использовании смеси дизельного топлива и воды значения p_z на частичных режимах могут быть больше, чем на номинальном режиме работы, но при $K_{\text{см}} = 0$. Так, при $p_e = 0,2$ МПа и $K_{\text{см}} = 50$ % $p_z = 7,25$ МПа, а при $p_e = 0,5$ МПа и $K_{\text{см}} = 0$ $p_z = 7,05$ МПа. Поэтому с точки зрения многопараметровой оптимизации экологических характеристик дизеля целесообразно качественное регулирование состава смеси топлив с учетом нагрузки дизеля, вплоть до полного отключения подачи одного из компонентов, о чем было сказано выше.

Несмотря на большие возможности первого варианта ТСПСТ (рис. 1), его внедрение в промышленное производство связано с серьезной модернизацией конструкций уже существующих двигателей или их топливной аппаратуры (ТА). Поэтому с этой точки зрения представляет интерес второй вариант ТСПСТ (рис. 5) [3],

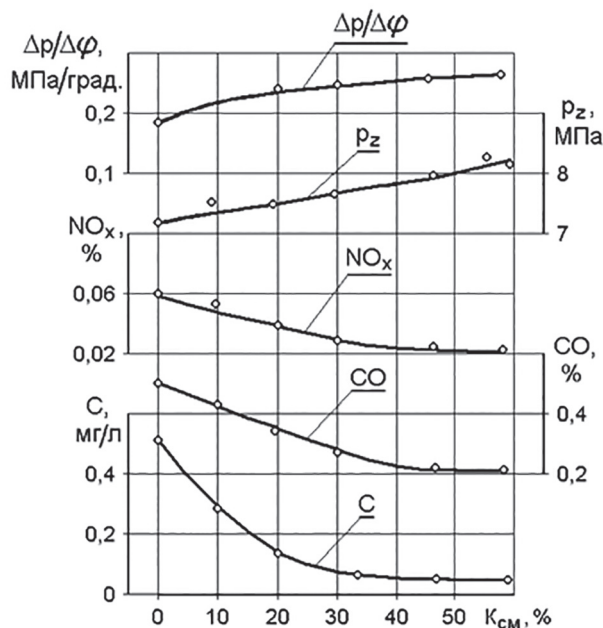


Рис. 3. Характеристики рабочего процесса дизеля в зависимости от $K_{\text{см}}$

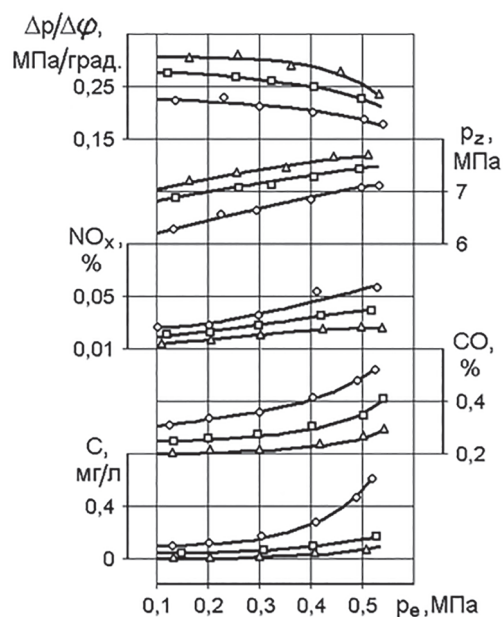


Рис. 4. Характеристики рабочего процесса дизеля по нагрузочной характеристике:

○ — $K_{\text{см}} = 0$ % (работа только на дизельном топливе); □ — $K_{\text{см}} = 20$ %; △ — $K_{\text{см}} = 30$ %

который позволяет решать задачу подачи двух топлив через общую форсунку, используя один ТНВД традиционного типа.

В данном варианте ТСПСТ (рис. 5), также как и в предыдущем, для подачи основного (дизельного) топлива используется традиционная ТА разделенного типа, но для подачи присадки (альтернативного топлива) задействована аккумуляторная ТА.

В состав ТА разделенного типа, в частности, входит серийный ТНВД 13 и бак 14, штатно устанавливаемые на транспортном средстве.

ТА аккумуляторного типа содержит баллон 3 для хранения альтернативного топлива, баллон 1, содержащий инертный газ, аккумулятор 4, топливопроводы, обратный клапан 7.

Инертный газ, содержащийся в баллоне 1, обеспечивает заданное давление p_a в баллоне 3 и аккумуляторе 4, которое регулируется редуктором 2 и регистрируется манометром 5. Обратный клапан 7 исключает обратный ток в систему подачи альтернативного топлива и ограничивает длину и объем канала в форсунке 8, по которому осуществляется подвод топлива к распылителю 9.

ТСПСТ позволяет обеспечивать подачу только одного топлива (дизельного) с полным отключением подачи альтернативного топлива с помощью крана 6.

Конструкция самой форсунки 8 и ее распылителя 9 полностью идентичны первому варианту ТСПСТ: в распылителе присутствуют два канала для подвода дизельного 11, 15 и альтернативного 10, 12 топлив; смешение обоих

топлив осуществляется в полости $V_{ф см}$, расположенной у основания конуса иглы 16.

В работе ТСПСТ можно выделить два периода. Первый – подача альтернативного топлива к полости $V_{ф см}$ системой аккумуляторного типа под действием давления p_a . Второй – подача традиционного топлива к полости $V_{ф см}$ с помощью ТНВД и подача образовавшейся смеси в КС дизеля через распыливающие отверстия 17.

Перед установкой данного варианта ТСПСТ на дизель была проведена серия безмоторных исследований системы с использованием механического стробоскопа щелевого типа. Эти исследования были необходимы для проверки работоспособности ТСПСТ и выявления возможностей коррекции характеристики впрыскивания $q_{\phi} = f(\varphi_k)$ и характеристики состава смеси топлив $K_{см} = f(\varphi_k)$ за счет изменения длины L_n и площади f_n проходного сечения топливопровода, соединяющего клапан 7 и форсунку 8.

При проведении экспериментов в качестве основного топлива использовалось дизельное топливо марки Л, а в качестве альтернативного – вода. ТСПСТ была укомплектована серийным ТНВД модели УТНМ производства ОАО «НЗТА».

В ходе исследований ТСПСТ показала свою работоспособность в широком диапазоне скоростных режимов работы. Так на рис. 6 и 7 представлены характеристики $q_{\phi} = f(\varphi_k)$ и $K_{см} = f(\varphi_k)$, которые были получены экспериментально на частотах вращения n_k соответственно 600 и 900 мин⁻¹. На данных рисунках значение угла поворота кулачкового вала ТНВД, принятое за ноль ($\varphi_k = 0$), соответствует началу характеристик впрыскивания.

Из рис. 6 и рис. 7 видно, что за счет изменения длины L_n и площади f_n возможно качественно повлиять на протекание характеристики $K_{см} = f(\varphi_k)$, причем сам характер этого влияния не зависит от изменения n_k .

На рис. 6 и рис. 7 показаны два принципиально разных характера изменения состава смеси в процессе ее впрыскивания. В первом случае (рис. 6, а и рис. 7, а) в начальной фазе впрыскивания содержание альтернативного топлива в смеси меньше, чем в конечной. Во втором случае (рис. 6, б и рис. 7, б) наоборот – в конечной фазе подается меньшее относительное количество альтернативного топлива, чем в начальной.

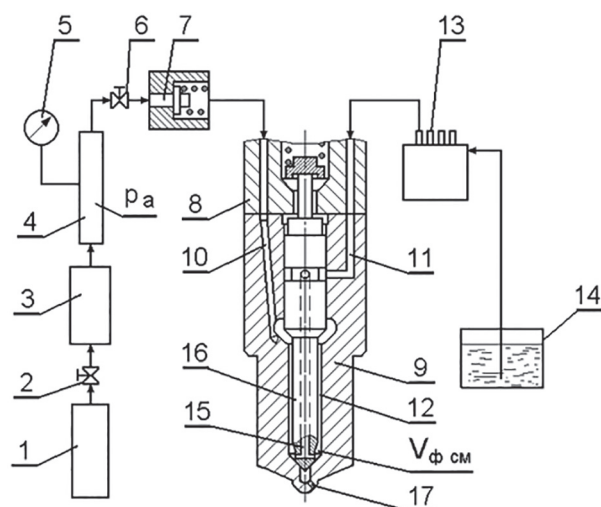


Рис. 5. Схема второго варианта системы подачи смесевых топлив

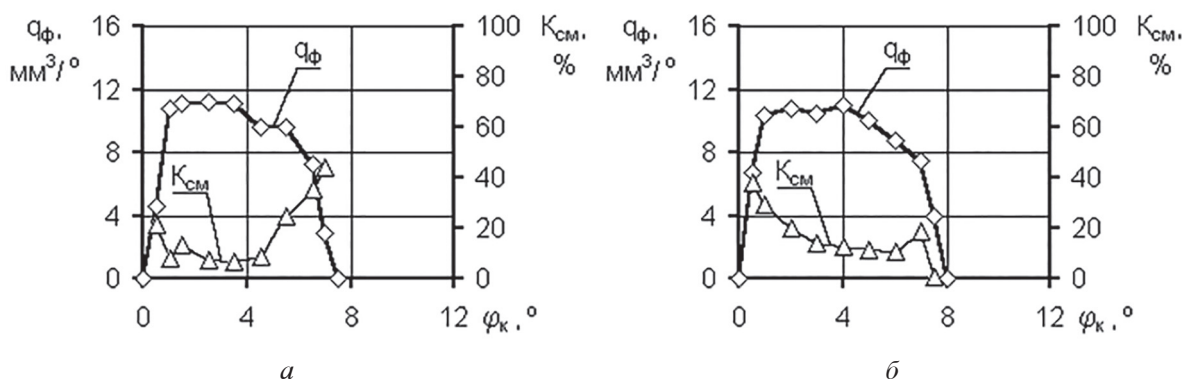


Рис. 6. Влияние f_n и L_n на характеристики впрыскивания (q_f) и состава (K_{cm}) смеси ТСПСТ при $n_k = 600 \text{ мин}^{-1}$:
 $a - f_n = 3,14 \text{ мм}^2, L_n = 176 \text{ мм}$; $b - f_n = 1,37 \text{ мм}^2, L_n = 358 \text{ мм}$

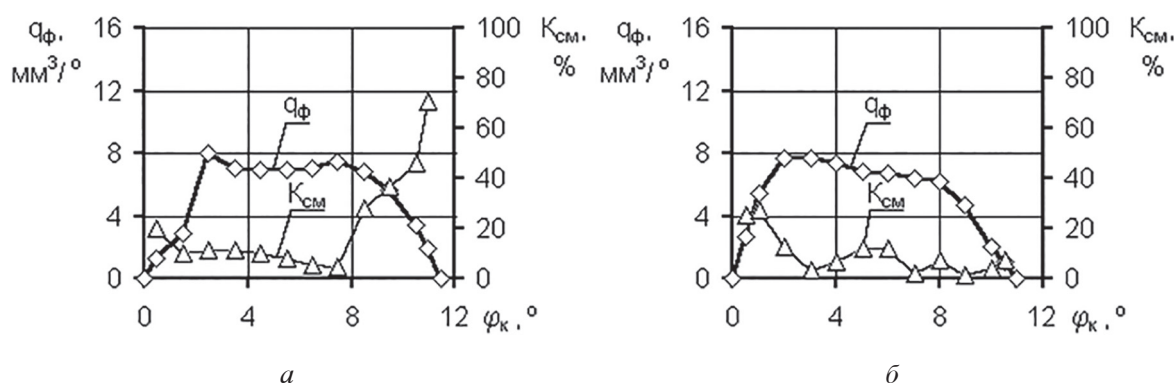


Рис. 7. Влияние f_n и L_n на характеристики впрыскивания (q_f) и состава (K_{cm}) смеси ТСПСТ при $n_k = 900 \text{ мин}^{-1}$:
 $a - f_n = 3,14 \text{ мм}^2, L_n = 176 \text{ мм}$; $b - f_n = 1,37 \text{ мм}^2, L_n = 358 \text{ мм}$

Очевидно, что первый характер протекания $K_{cm} = f(\varphi_k)$ (рис. 6, a и рис. 7, a) приемлем для подачи альтернативных топлив, обладающих плохой самовоспламеняемостью из-за своего низкого ЦЧ. Поэтому, поскольку пробные испытания дизеля планировалось проводить при совместной подачи дизельного топлива и этилового спирта, было решено установить на двигатель комплектацию ТСПСТ у которой $f_n = 3,14 \text{ мм}^2, L_n = 176 \text{ мм}$. Возможность применения в случае подачи этилового спирта указанной комплектации ТСПСТ, подобранной при использовании воды в качестве альтернативного топлива, была обоснована на основе экспериментальных данных, полученных в ходе данного исследования.

Для проведения моторных исследований был выбран дизель Д-120 (2Ч 10,5/12) ОАО «ВТЗ». На рис. 8 представлен Д-120, оборудованный ТСПСТ согласно схеме, данной на рис. 5. При этом для подачи дизельного топлива используется ТА, штатно установленная на данный двигатель: фильтры, топливопроводы, ТНВД. Дизель имеет полусферическую КС,

размещенную в днище поршня, степень сжатия $\varepsilon = 16,5$, рабочий объем цилиндров $i \cdot V_h = 2,08 \text{ л}$, номинальную частоту вращения коленчатого вала $n_{ном} = 1800 \text{ мин}^{-1}$.

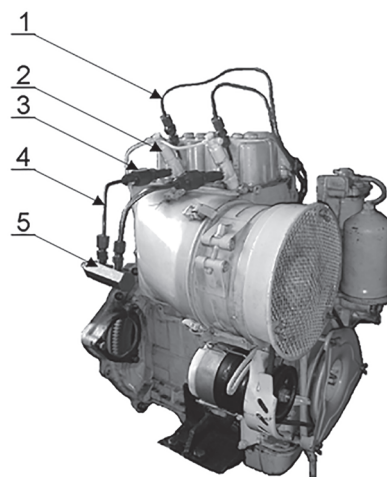


Рис. 8. Многотопливный дизель на базе двигателя Д-120 (2Ч 10,5/12):

- 1 – топливопровод для подачи дизельного топлива; 2 – форсунка; 3 – обратный клапан;
- 4 – топливопровод для подачи альтернативного топлива; 5 – аккумулятор

Задача моторных исследований состояла в определении работоспособности указанного варианта ТСПСТ на дизеле и выявлении возможности снижения выбросов токсичных веществ при сохранении мощностных показателей двигателя на уровне серийной комплектации, а также снижении расхода дизельного топлива путем частичной его замены этиловым спиртом.

В качестве токсичных веществ рассматривались оксиды азота NO_x , сажа C и оксид углерода CO . Среднее эффективное давление p_e рассматривалось как мощностной показатель.

В ходе исследований была снята серия регулировочных характеристик по давлению p_a при разных значениях p_e и $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$. Указанное значение n было выбрано как один из наиболее тяжелых скоростных режимов испытуемого двигателя. С целью снижения выбросов NO_x было выбрано значение угла опережения впрыскивания топлива $\theta_{\text{впр}} = 13^\circ$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки. Возникающий при таком угле рост сажи в отработавших газах планировалось уменьшить за счет совместной подачи дизельного топлива и этилового спирта.

Анализ полученных регулировочных характеристик показал, что на каждом нагрузочном режиме существует свое оптимальное значение p_a , которое обеспечивает наилучшее сочетание значений выбросов всех вышеперечисленных токсичных веществ, и эти значения более благоприятны, чем значения при работе двигателя только на дизельном топливе. В процессе данного исследования оптимальные значения p_a были 1,96...2,94 МПа.

Нагрузочные характеристики дизеля при его работе на дизельном топливе и при совместной подаче дизельного топлива и этилового спирта представлены на рис. 9. В случае совместной подачи на каждом из представленных по p_e режимов выбиралось наиболее удачное сочетание экологических показателей, обеспеченное определенным давлением p_a .

Из рис. 9 видно, что совместная подача дизельного топлива и этилового спирта позволила добиться значительного снижения выбросов сажи. Так, на режиме $p_e = 0,59 \text{ МПа}$ получено снижение в 1,6 раза. Отмечено уменьшение выбросов NO_x при совместной подаче топлив. Наибольшее снижение выбросов NO_x отмечено при $p_e = 0,47 \text{ МПа}$ и составило 11 %. Выбросы CO практически не изменились при переходе на совместную подачу двух топлив, а отме-

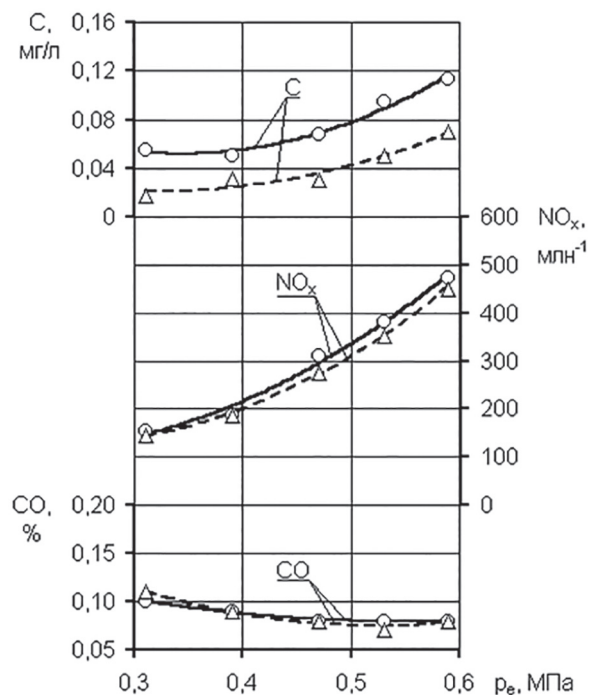


Рис. 9. Нагрузочные характеристики дизеля при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$:

○ — работа на дизельном топливе;
 Δ — работа на смеси дизельного топлива и этилового спирта

ченное на рис. 9 расхождение не выходило за пределы погрешности измерения.

Кроме сказанного, опыты показали, что при $p_a = 2,45 \text{ МПа}$ снижение расхода дизельного топлива при его совместной подаче с этиловым спиртом по сравнению с расходом при работе только на дизельном топливе составило от 14 % ($p_e = 0,31 \text{ МПа}$) до 8 % ($p_e = 0,61 \text{ МПа}$).

Заключение

На кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ создан ряд систем, предназначенных для совместной подачи двух топлив в камеру сгорания дизеля через общую форсунку.

В ходе проведенных исследований указанные системы показали свою работоспособность и возможность осуществлять направленную коррекцию состава смесевых топлив в процессе его впрыскивания в камеру сгорания двигателя.

Испытания дизелей, оборудованных этими системами, показали возможность улучшения экологических характеристик серийного двигателя при снижении расхода дизельного топлива путем частичного его замещения альтернативным топливом (на примере этилового спирта).

Литература

1. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
2. Луканин В.Н., Мальчук В.И., Трусков В.И. Форсунка для дизеля: патент на изобретение № 2029128, Российская Федерация. Опубликовано 20.02.1995. Бюл. № 5.
3. Луканин В.Н., Мальчук В.И., Дунин А.Ю. Система подачи смесового топлива для дизеля: патент на изобретение № 2204048, Российская Федерация. Опубликовано 10.05.2003. Бюл. № 13.
4. Мальчук В.И., Шатров М.Г., Кудряшов Б.А., Скороделов С.Д. Форсунка для подачи двух видов топлива в дизельный двигатель: патент на изобретение № 2541674, Российская Федерация. Опубликовано 20.02.2015. Бюл. № 5.
5. Кудряшов Б.А., Мальчук В.И., Приходько В.М., Скороделов С.Д., Шатров М.Г. Форсунка многопливного дизеля: патент на изобретение № 2567340, Российская Федерация. Опубликовано 10.11.2015. Бюл. № 31.

References

1. Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley [Toxicity of exhaust gases of diesel engines]. Moscow: MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2002. 376 p.
2. Lukanin V.N., Mal'chuk V.I., Trusov V.I. Forsunka dlya dizelya [Injector for diesel engine]: patent na izobretenie No 2029128, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.02.1995. Byul. No 5.
3. Lukanin V.N., Mal'chuk V.I., Dunin A.Yu. Sistema podachi smesevogo topliva dlya dizelya [Diesel fuel delivery system]: patent na izobretenie No 2204048, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 10.05.2003. Byul. No 13.
4. Mal'chuk V.I., Shatrov M.G., Kudryashov B.A., Skorodelov S.D. Forsunka dlya podachi dvukh vidov topliva v dizel'nyy dvigatel' [Injector for feeding two types of fuel to a diesel engine]: patent na izobretenie No 2541674, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.02.2015. Byul. No 5.
5. Kudryashov B.A., Mal'chuk V.I., Prihod'ko V.M., Skorodelov S.D., Shatrov M.G. Forsunka mnogotoplivnogo dizelya [Multi-fuel diesel engine nozzle]: patent na izobretenie No 2567340, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 10.11.2015. Byul. No 31.

К ОБОСНОВАНИЮ МЕТОДОЛОГИИ РАЗРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МОДУЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

METHODOLOGY FOR THE DEVELOPMENT OF AGRICULTURAL MODULAR AGGREGATES

А.И. ДМИТRENKO, К.Т.Н.

А.И. БУРЬЯНОВ, Д.Т.Н.

Ю.О. ГОРЯЧЕВ, К.Т.Н.

ФГБНУ «Аграрный научный центр "Донской"», Зерноград,
Россия, burjanov 2015@yandex.ru

A.I. DMITRENKO, PhD in Engineering

A.I. BUR'YANOV, DSc in Engineering

YU.O. GORYACHEV, PhD in Engineering

The Federal State Budget Scientific Institution «Agrarian Science
Center «Donskoy», Zernograd, Russia, burjanov 2015@yandex.ru

Территории сельскохозяйственных регионов России подразделяются на подзоны с разными климатическими и почвенными условиями, севооборотами культур и технологиями возделывания, годовыми объемами и сроками работ, определяющими структуру и состав машинно-тракторных парков. В конструкциях традиционных технических средств по мере их совершенствования наращивалось применение достижений науки и техники, обеспечивающих увеличение производительности машин с опережающим ростом их цен. Увеличение годовой загрузки современных мобильных энергетических средств, которое могло бы существенно снизить себестоимость производимых ими работ, ограничено агротехническими сроками их проведения. Очевидно, что одним из путей повышения эффективности технических средств является объединение функций, выполняемых разными типами машин, например тракторными и уборочными, в одном агрегате на базе энергетического средства. Реализовать потенциальные возможности таких агрегатов удастся не всегда. Это возможно только при несовпадении периодов пиковых нагрузок машин разного назначения с учетом специфики функционирования машинно-тракторного парка сельскохозяйственного предприятия определенного вида деятельности в конкретном регионе. При этом, кроме решения традиционных задач, связанных с разработкой конструктивных и технологических схем мобильных энергетических средств нового поколения с наборами сменяемых модулей-адаптеров, возникает целый ряд новых задач, для решения которых необходимо разработать совокупность методов их выполнения или методологию. Предмет исследования статьи – методология разработки модульных агрегатов на базе несущих и сменных технологических систем для сельскохозяйственных предприятий с учетом специфики современного рынка и зональных условий. Цель исследования – систематизация и раскрытие методических аспектов разработки модульных агрегатов для машинно-тракторных парков. Применение модульных агрегатов на примере одной модели сельскохозяйственного предприятия обеспечит снижение капитальных вложений в машинно-тракторный парк и эксплуатационных затрат на его содержание более чем на 17 и 14 %, соответственно, с одновременным увеличением чистого дисконтированного дохода более чем на 53 %.

Ключевые слова: методология, модульные агрегаты, мобильные или универсальные энергетические средства, сменные модули-адаптеры.

The territories of agricultural regions of Russia are subdivided into subzones with different climatic and soil conditions, crop rotations and technologies, annual volumes and terms of work that determine the structure and composition of machine and tractor parks. In the designs of traditional technical means, as they were improved, the application of science and technology achievements was increased, ensuring an increase in the productivity of machines with a faster growth in their prices. An increase in the annual load of modern mobile energy facilities, which could significantly reduce the cost of their work, is limited by the agrotechnical timing of their implementation. Obviously, one of the ways to improve the efficiency of technical means is to combine the functions performed by different types of machines, for example, tractor and harvesting machines in one unit based on the power tool. Implementing the potential of such units will not always succeed. This is possible only if the periods of peak loads of machines for different purposes do not coincide, taking into account the specific functioning of the machine and tractor fleet of the agricultural enterprise of a certain type of activity in a particular region. At the same time, in addition to solving traditional tasks related to the development of constructive and technological circuits for mobile power equipment of a new generation with sets of replaceable adapter modules, a whole series of new problems arise, for the solution of which it is necessary to develop a set of methods for their implementation or methodology. The subject of the article's research is the methodology for the development of modular aggregates based on frame and replacement technological systems for agricultural enterprises taking into account the specifics of the current market and zonal conditions. The purpose of the study is to systematize and disclose methodological aspects of the development of modular aggregates for machine and tractor parks. The use of modular aggregates on the example of one model of an agricultural enterprise will ensure a reduction of capital investments in the machine and tractor fleet and operating costs for its maintenance by more than 17 and 14 % respectively, while a simultaneous increase in net discounted income by more than 53 %.

Keywords: methodology, modular aggregates, mobile or universal energy facilities, plug-in adapters.

Введение

Территории федеральных округов России подразделены на регионы и основные сельскохозяйственные (с.-х.) производственные зоны, каждая из которых отличается характерными природно-климатическими и почвенными условиями [1]. Сумма годовых температур, количество выпадаемых осадков и их распределение в периоды вегетации растений определяют возможные наборы возделываемых с.-х. культур и их чередование, технологии их возделывания и уборки, календарные сроки выполнения и связанные с ними годовые объемы работ. Все эти факторы являются основополагающими при выборе и обосновании составов агрегатов машинно-тракторного парка (МТП) для растениеводства в с.-х. предприятиях (СХП) каждого из округов и входящих в него регионов. Не совсем благоприятное географическое положение и климатические условия природной среды в целом существенно снижают возможности успешного развития сельского хозяйства в России. Так, территории с благоприятными условиями для ведения с.-х. производства (Северный Кавказ, Центральнo-Черноземный район и Среднее Поволжье) занимают чуть более 5 % страны. В силу отмеченных выше особенностей в СХП вынуждены применять технологии возделывания с.-х. культур с минимизацией затрат. В постсоветский период в связи с появлением различных форм собственности в СХП существенно изменились и их размеры. Наряду с бывшими колхозами и совхозами, реорганизованными в структурные формирования в виде открытых или закрытых акционерных обществ, появились как крупные агрохолдинги, так и фермерские хозяйства, площади пашни которых составляют от десятков тысяч до нескольких сотен га.

Сложившийся уровень финансового и материально-технического обеспечения производства продукции в СХП России привел к резкому снижению их покупательной способности и в целом оказал негативное влияние на отрасль с.-х. машиностроения. Отказ многих СХП от ведения у себя сопутствующих отраслей, например животноводческой, при производстве основной продукции которых широко применялась побочная продукция растениеводства (солома и полова, отходы переработки зерна и семян), лишил их возможности получать регулярно в течение года денежные доходы. Это также привело к снижению урожайности в

растениеводстве и общей эффективности деятельности СХП. Последние стали меньше приобретать новую с.-х. технику, в особенности тракторы и комбайны, что привело к сокращению фактического количественного состава МТП в СХП относительно его нормативной потребности, к резкому старению МТП и, как следствие, к несоблюдению технологий возделывания с.-х. культур и агросроков их проведения. Зачастую в СХП уборка зерновых культур вместо 10–12 нормативных дней продолжается 20–30 дней, что приводит к потерям зерна осыпанием и снижению его товарного качества. Наряду с этим, негативное влияние оказывает фактор постоянного роста цен на продукцию с.-х. машиностроения, а также снижение эффективности ее применения в СХП.

Цель исследования

Цель исследований состоит в разработке и систематизации материалов, посвященных раскрытию методологических аспектов разработки с.-х. модульных агрегатов нового поколения на базе МЭС с наборами СМ-А для их возможного применения в составах МТП СХП.

Материалы и методы исследования

На основании ранее выполненных нами исследований [2–6] были сформулированы требования, предъявляемые к мобильным или универсальным энергетическим средствам (МЭС или УЭС) нового поколения. Эффективное и конкурентноспособное производство продукции в современных условиях СХП требует применения в составах их МТП технических средств или систем принципиально нового поколения, совмещающих технологические функции и дополняющих существующие парки тракторов и с.-х. уборочных машин. Средства или системы нового поколения по своему конструктивному и технологическому исполнению, прежде всего, должны быть универсальными, высоко адаптируемыми к зональным условиям возделывания с.-х. культур в СХП. Кроме того, они должны включать в свой состав в качестве основных элементов несущие системы в виде самоходных шасси энергоносителей МЭС или УЭС, которые заменяют тракторы и уборочные машины и технологические системы в виде сменных модулей-адаптеров (СМ-А), заменяющие с.-х. машины или их части соответствующих ком-

плектаций и назначения. Исполнение указанных систем должно быть осуществлено на современном техническом и технологическом уровне. Комплектации необходимых составов СМ-А определяются, прежде всего, исходя из перечня выполняемых технологических операций в производственных процессах в СХП. Эффективность работы составных агрегатов МЭС со СМ-А напрямую зависит от наличия на них штатных механизмов для обеспечения оперативного монтажа их в единые технологические агрегаты и обратного демонтажа. При этом, операции по агрегатированию шасси МЭС со СМ-А, как правило, должны осуществляться в автоматическом (или в полуавтоматическом) режиме с контролем их выполнения со стороны оператора из кабины шасси МЭС, а также за ходом сопряжения исполнительных механизмов агрегата (навесных устройств, рабочих органов, замков для фиксации, органов управления и других). Эффективность разработки модульных агрегатов должна проверяться и подтверждаться оценкой их функционирования методом наложения на модели СХП разных производственных специализаций с включением таких агрегатов в составы МТП.

Разработка новых с.-х. модульных агрегатов на базе МЭС (УЭС) с комплектами СМ-А к ним в целом является сложной научно-технической проблемой для соответствующих отраслей науки и машиностроения. Проблема представляет собой интеграцию ряда отдельных задач, в том числе связанных с обоснованием и разработкой основных методических положений по рациональному комплектованию и агрегатированию между собой составных элементов – несущих и технологических систем в составе единых технологических агрегатов и их эффективному использованию в СХП.

Различные методические подходы к решению проблем разработки и создания техники на принципах универсализации и комбинирования машин представлены в ряде работ [7–12].

Под руководством академика Рунчева М.С. [7] во ВНИИМЭСХ (ныне ФГБНУ «Аграрный «Донской») выполнен значительный комплекс исследований, посвященных разработке методов комплектования агрегатов на основе принципов универсализации и комбинирования, методов оценки их экономической эффективности.

В работе Шуринова В.А. [8] преимущественно с позиций конструктора-разработчика раскрыты аспекты и методические положения, связанные с созданием с.-х. модульных агрегатов различного назначения, выполненных в виде УЭС с набором СМ-А. При этом недостаточно отражены технологические вопросы агрегатирования составных единиц агрегатов УЭС и СМ-А, а также вопросы технико-экономического обоснования и оценки эффективности функционирования таких агрегатов в условиях СХП.

В работе Кутькова Г.М. [9] представлены классификация с.-х. МЭС по их назначению, конструктивные и компоновочные схемы их построения, варианты их соединения со СМ-А в технологические агрегаты для выполнения широкого спектра операций при производстве с.-х. продукции, в том числе на обработке почвы, посеве культур и уходе за ними. Также раскрыты некоторые аспекты и взаимосвязи систем – МЭС и СМ-А, их технологические основы и свойства, параметры, характеристики и другие показатели.

В работе Евтенко В.Г. [10] систематизированы и раскрыты материалы мирового опыта по конструктивным и кинематическим схемам с.-х. агрегатов на базе несущих энергосредств – тракторов, МЭС, самоходных машин и другие аспекты их агрегатирования со СМ-А (машинами-орудиями), а также спрогнозированы перспективы дальнейшего развития таких несущих энергосредств.

В работе Петрова Г.Д. и др. [11] рассмотрены вопросы текущего состояния узкоспециализированных средств механизации на примере конструкций самоходных машин для уборки корне- и клубнеплодов, овощной продукции в условиях СХП на основе составных агрегатов в виде высвобождаемых энергетических средств – МЭС и сменных машин-орудий, показаны тенденции и перспективы их дальнейшего развития.

Зарубежными авторами [12], с позиции решения изобретательской задачи, раскрыты отдельные аспекты построения универсальной конструкции зерно- и кормо-уборочных агрегатов на базе единого несущего энергетического средства – МЭС с перемещаемой вдоль его шасси кабиной управления и монтируемых на навесном устройстве шасси МЭС и сверху на нем составных СМ-А. Уборочные СМ-А предназначены, например, для выполнения опера-

ций уборки урожая с.-х. культур. Конструкции модульных кормоуборочных агрегатов на базе МЭС «Хеглион» и СМ-А реализованы в опытных образцах фирмой CLAAS из Германии, которые имеют непрямоточные и зауженные технологические тракты продвижения продуктов уборки между составными СМ-А и снижают производительность агрегата.

В ряде работ [2–6] раскрыто состояние проблематики развития и построения с.-х. модульных агрегатов. Затронуты вопросы методологии разработки модульных агрегатов, технико-экономического обоснования и оценки эффективности применения таких агрегатов в условиях СХП, перспективы технических и технологических направлений совершенствования компоновок и конструкций составных агрегатов МЭС и СМ-А, в том числе их патентной защищенности [13–17].

Актуальность приводимых в статье исследований заключается в том, что в литературных источниках отсутствуют систематизированные материалы по рассматриваемой проблематике, то есть не в полной мере раскрыты методологические аспекты разработки универсальных агрегатов нового поколения на базе МЭС и набора СМ-А, предназначенных для выполнения технологических операций при производстве с.-х. продукции.

Предметом исследований являются аспекты методологии разработки модульных агрегатов на базе несущих систем в виде МЭС и технологических систем – в виде СМ-А, их взаимосвязи, свойства, параметры и показатели эффективного использования.

Новизна исследований состоит в системном подходе к разработке модульных агрегатов на базе МЭС и СМ-А с позиций конструктора-разработчика, технолога-эксплуатационника, исследователя и испытателя с оценкой показателей эффективности функционирования новых агрегатов в составах МТП методом наложения на модели СХП. При проведении исследований использованы элементы аналитических и статистических методов. Эффективность новых агрегатов в сравнении с агрегатами из серийной техники оценена в составах МТП методом наложения на одну модель СХП зернопроизводящего региона юга России. При этом использован разработанный в ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской» алгоритмно-программный комплекс «Автоматизированная система проектирования технического оснаще-

ния растениеводства» (АСПТОР) по оптимизации составов МТП, раскрыты в работе Бурьянова А.И., Бурьянова М.И. Дмитренко А.И. [2].

Основные результаты исследований и их обсуждение

Для реализации поставленных задач нами предложена укрупненная схема поэтапной разработки с.-х. модульных агрегатов, которая проиллюстрирована на рис. 1 и раскрыта на примере агрегатов из составных систем – несущей (МЭС) и технологической (СМ-А).

Этапы включают группы блоков, связанных:

- № 1–8 – с выбором варианта специализации МЭС (универсального или специального назначения), обоснованием компоновки МЭС, класса и основных параметров;
- № 9–13 – с обоснованием состава СМ-А, их типов (технологического или другого назначения) и параметров для агрегатирования совместно с МЭС;
- № 14 – с обоснованием зернопроизводящих моделей СХП (по производственной специализации и зональной принадлежности) для технико-экономической оценки эффективности новых модульных агрегатов;
- № 16–17 – с выбором вариантов комплектации агрегатов (базовой и новой) в составе МТП СХП (на базе серийной техники или МЭС и СМ-А);
- № 18–22 – с моделированием функционирования различных вариантов комплектации МТП по рассматриваемым моделям СХП и специализации МЭС;
- с их технико-экономической оценкой (ТЭО) и оптимизацией составов МТП;
- с выдачей результатов (расчетом потребности в альтернативных агрегатах по сравнимым составам МТП на операциях);
- с их технико-экономической оценкой и выбором оптимальных вариантов технического оснащения);
- № 23–24 – с разработкой конструкторской документации (КД) на образцы МЭС и СМ-А, их изготовление и испытание.

При выборе специализации МЭС по назначению (универсальному или специальному) прежде всего определяют варианты комплектации его шасси набором СМ-А, компоновку самого шасси МЭС и способы соединения его с

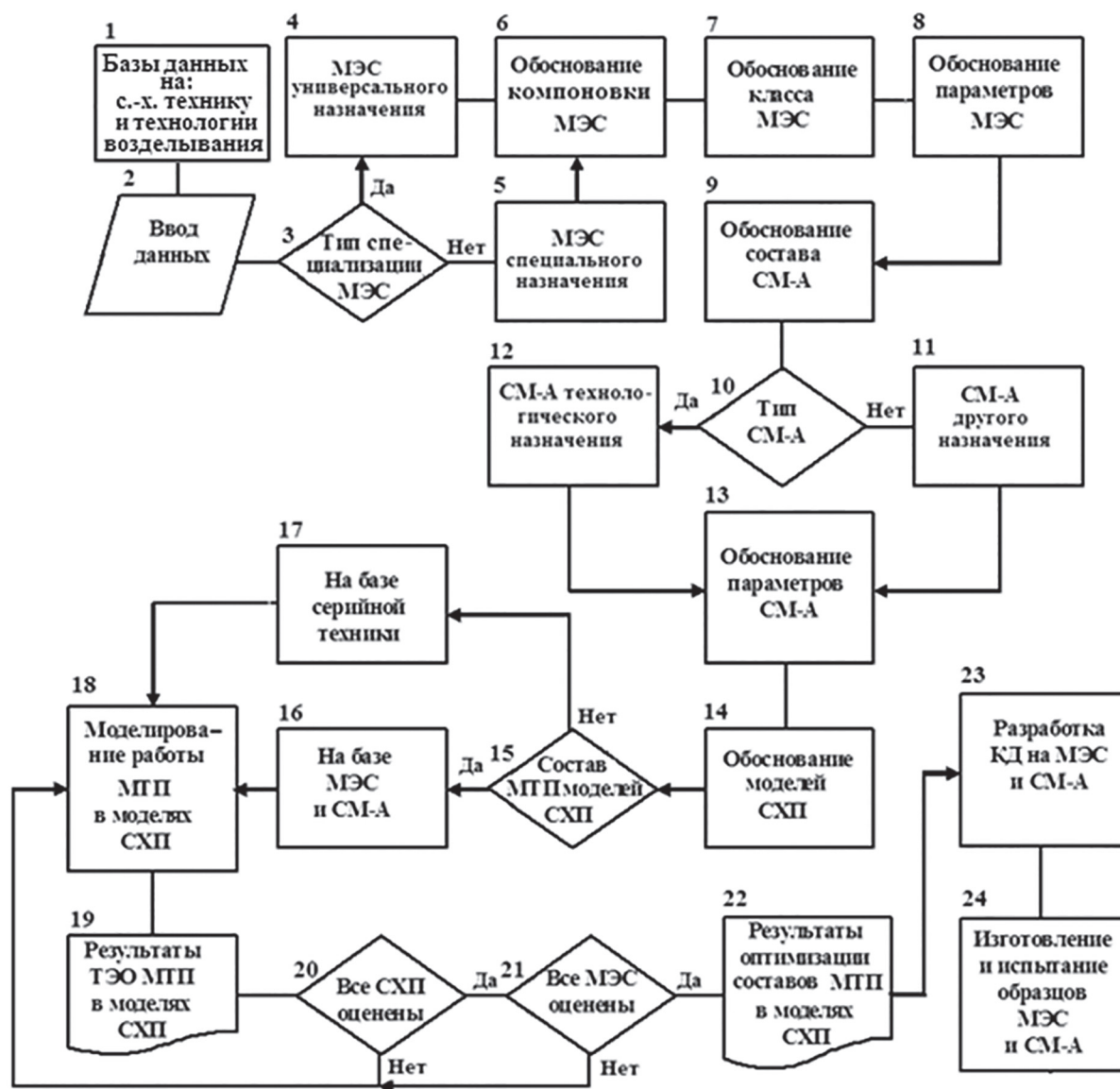


Рис. 1. Укрупненная схема поэтапной разработки с.-х. модульных агрегатов:

1–24 – блоки; 3 – блок выбора варианта специализации МЭС (универсального или специального назначения); 10 – блок выбора типа СМ-А (технологического или другого назначения); 15 – блок выбора варианта комплектации агрегатов в составе МТП СХП (на базе серийной техники или МЭС и СМ-А); 20–21 – блоки проверки выполнения технико-экономической оценки (ТЭО) МТП по рассматриваемым моделям СХП и специализациям МЭС; КД – конструкторская документация

СМ-А между собой в единые технологические агрегаты (рис. 2).

В перспективе предпочтение отдают ходовым шасси МЭС с колесами одинакового диаметра (например МЭС «XERION»-3300/3800 фирмы CLAAS [18]), (рис. 2, а). Недостатком предложенных схем зерно- и кормоуборочных модульных агрегатов является ассимметричное расположение технологических модулей к направлению движения обрабатываемого продукта, что существенно снижает производительность всего технологического агрегата.

Совокупность же нижнего расположения силовой установки на шасси МЭС в его межколесном пространстве и перемещения кабины управления относительно шасси МЭС в технических и технологических решениях по патентам ФГБНУ СКНИИМЭСХ [13–14] создают возможность для монтажа сверху на шасси СМ-А разного назначения. Это способствует повышению эргономики конструкции при агрегатировании шасси со СМ-А и управления агрегатом в ходе выполнения операций, а также возможности построения модульных

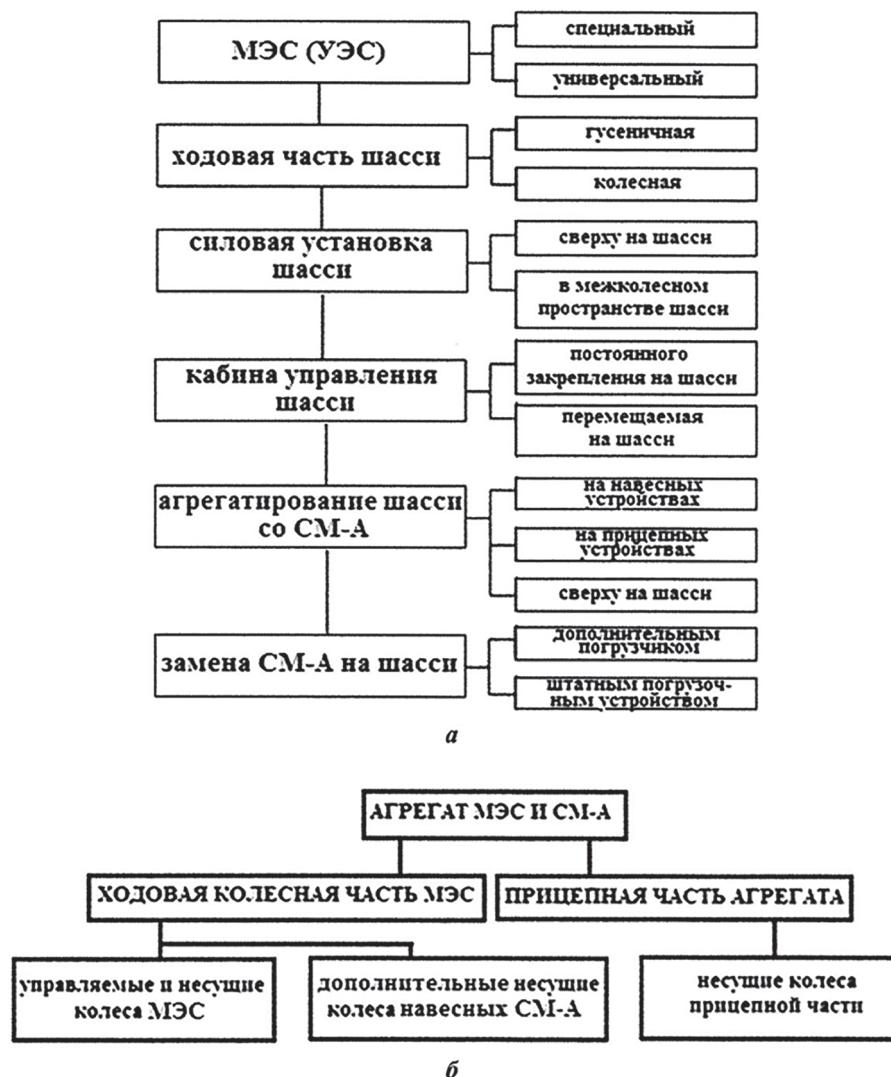


Рис. 2. Основные виды МЭС (а), их компоновки и агрегаты МЭС со СМ-А (б)

уборочных агрегатов с прямоточным продвижением, с момента подачи в наклонную камеру убрального продукта, в течение всего технологического процесса.

При разработке модульных агрегатов нового поколения необходимо сочетать технологические возможности МЭС как тягового, так и тягово-энергетического исполнения. Конструкции их трансмиссии должны обеспечивать развиваемую мощность силовых установок как на преодоление тягового сопротивления ($N_{\text{тяг}}$), так и на привод ($N_{\text{прив}}$) активных рабочих органов на СМ-А.

Соединение СМ-А и МЭС между собой посредством его навесных и прицепных устройств, а также размещение и монтаж СМ-А сверху на шасси МЭС позволяют эффективно распределять полную массу агрегата по осям шасси МЭС или на колеса прицепной части агрегата (рис. 2, б и рис. 3) [16].

В первом и во втором случаях расвиваемые реакции на колесах каждой из осей R_1 , R_2 и R_1 , R_2 и R_3 примерно одинаковы между собой по величине. Однако при этом абсолютные значения величин реакций составляют около 50 % для первого случая и примерно около 33 % – для второго.

Выбор класса МЭС и его основных параметров по массе и тяговой мощности осуществляют в соответствии с действующей в России и в странах СНГ классификацией с.-х. тракторов и МЭС. Обоснование типа применяемых с МЭС СМ-А, их состава в агрегате и параметров выполняют исходя из назначения СМ-А и их конструктивного исполнения (рис. 4, а). При создании уборочных агрегатов модульного построения предпочтение отдают прямоточному перемещению убрального продукта по технологическим трактам рабочих органов СМ-А [13, 15].

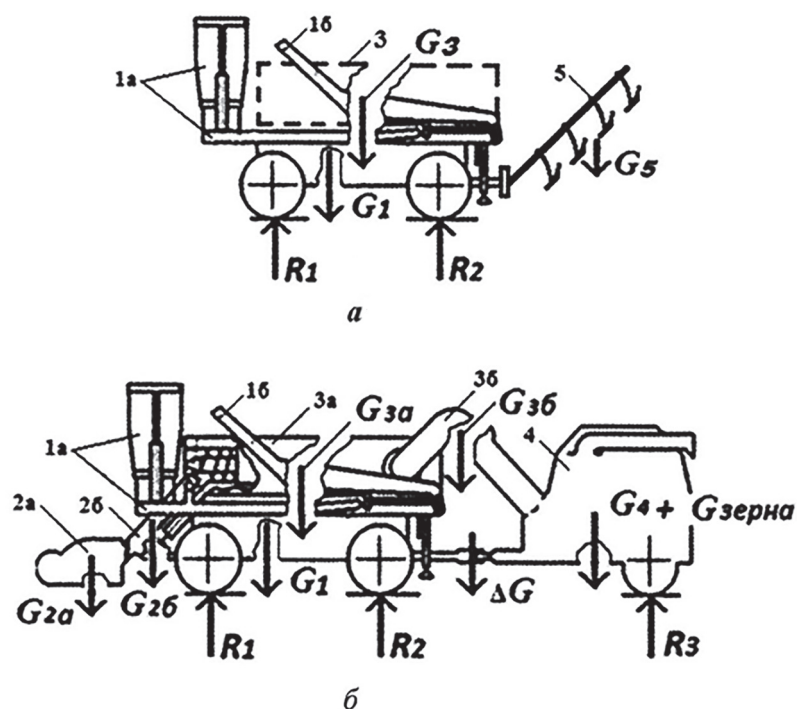


Рис. 3. Схемы построения на базе шасси МЭС и составных СМ-А почвообрабатывающего на двух осях (а) и зерноуборочного на трех осях (б) модульных агрегатов (по патенту РФ № 2574479), действующих на агрегаты сил и реакций:

- 1, а – шасси МЭС; 1, б – механизм замены СМ-А; 2, а – жатка; 2, б – наклонная камера;
 3 – технологический кузов или балласт: 3, а – молотильно-сепарирующее устройство;
 3, б – система транспортирования зернового вороха; 4 – прицепной очиститель-накопитель зерна;
 5 – почвообрабатывающее орудие; силы от конструкций: шасси МЭС (G_1), жатки (G_{1a}), наклонной камеры (G_{16}), молотильно-сепарирующего устройства – МСУ (G_{3a}), системы транспортирования зернового вороха (G_{36}), догрузки от прицепного очистителя-накопителя зерна (ΔG), самого очистителя-накопителя зерна (G_4), почвообрабатывающего орудия (G_5), зерна в нем ($G_{\text{зерна}}$); нормальные реакции: на передние (R_1) и задние (R_2) колеса шасси УЭС, на колеса очистителя-накопителя зерна (R_3)



Рис. 4. Виды СМ-А (а) и механизмов их замены на шасси МЭС (б)

Более эффективная и производительная работа МЭС со СМ-А возможна при оснащении шасси МЭС своим штатным механизмом замены СМ-А разных конструктивных исполнений (рис. 4, б). Наибольшее применение на практике нашли технические элементы рычажных механизмов замены СМ-А на шасси МЭС с сочетанием конструкций СМ-А на стояночных опорах [3, 6, 13], а также системы типа «Мультилифт» [15].

Оценка эффективности разрабатываемых универсальных агрегатов модульного построения в условиях их предполагаемой эксплуатации выполняется с применением известного в экономике метода наложения на объемы работ «типовых хозяйств». Сфера научной деятельности нашего ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской» охватывает территории основных зернопроизводящих регионов юга России, которые подразделены в свою очередь на подзоны. Последние включают 11 подзон: в Краснодарском крае – Северную, Центральную, Западную и Анапо-Таманскую; в Ростовской области – Северную, Южную и Восточную; в Ставропольском крае – Овцеводческую, Зерново-овцеводческую, Зерново-скотоводческую и Прикурортную.

Для адекватной оценки универсальных модульных агрегатов в составах МТП, применительно к условиям каждой из подзон этих регионов, в ФГБНУ «АНЦ «Донской» в качестве «типовых хозяйств» синтезированы модели СХП с размером площади пашни в 5000 га. На основе рекомендованных для регионов и подзон хозяйствования норм внесения удобрений и средств защиты растений в соответствии с действующими «Системами ведения с.-х. производства...» выбраны рациональные севообороты возделываемых культур.

В качестве примера рассмотрена модель СХП Южной подзоны Ростовской области в составе МТП этой модели и оценены новые модульные агрегаты. В расчетах заложены образцы конструкций МЭС и СМ-А со следующими технико-эксплуатационными характеристиками: мощность силовой установки (двигателя) МЭС – 184 кВт; масса шасси МЭС – около 9000 кг; масса зерноуборочного СМ-А – около 9500 кг (рис. 3). С использованием алгоритмного-программного комплекса АСПТОР [2] проведены оптимизационные расчеты. По результатам последних определены для модели СХП оптимальные варианты комплектации составов МТП из агрегатов как на базе серий-

Таблица 1

Показатели потребности МТП модели СХП Южной подзоны Ростовской области по вариантам комплектации его агрегатами на базе серийной техники (базовый) и МЭС со СМ-А (новый) на выполнении годового объема работ, эффективности МТП

Показатели МТП	Значение показателей МТП по вариантам комплектации агрегатов		
	базовый	новый	изменени е показателей (нового к базовому) в %
	на базе серийной техники	с использованием МЭС и СМ-А	
Потребность составов МТП в энергомашинах (тракторах, комбайнах и энергосредствах) на выполнении годового объема работ при возделывании с.-х. культур в модели СХП			
Энергомашин всего, единиц	30	20	(–) 33,3
В том числе: тракторы	18	10	(–) 44,4
зерноуборочные комбайны	10	–	(–) 10
кормоуборочные комбайны	2	–	(–) 2
энергосредства МЭС	–	10	(+) 10
зерноуборочные СМ-А	–	10	(+) 10
кормоуборочные СМ-А	–	2	(+) 2
Эффективность использования составов МТП на выполнении годового объема работ при возделывании с.-х. культур в модели СХП			
капитальные вложения в МТП, млн руб.	214,2	176,0	(–) 17,8
эксплуатационные затраты по МТП, млн руб.	49,0	42,1	(–) 14,1
чистый дисконтированный доход (ЧДД) от использования МТП, млн руб.	93,6	143,3	(+) 53,1

ной техники (базовый), так и МЭС со СМ-А (новый) на выполнении годового объема работ, а также показатели эффективности использования этих вариантов комплектации МТП (см. табл. 1).

Данные таблицы показывают, что в «новом» варианте комплектации состава МТП, в сравнении с «базовым», общая потребность в энергомашинах снижается более чем на 33 %, или на 10 единиц. При этом потребность в тракторах сокращается более чем на 44 %, или на 8 единиц, а самоходные зерноуборочные (10 единиц) и кормоуборочные комбайны (2 единицы) полностью заменяются модульными агрегатами на базе МЭС (10 единиц) и СМ-А (12 единиц, из них 10 зерноуборочного и 2 кормоуборочного назначения).

Применение нового состава МТП и более эффективное его использование обеспечат снижение величин капитальных вложений в МТП и эксплуатационных затрат на его содержание соответственно более чем на 17 и 14 %. При этом величина ЧДД от использования нового состава МТП увеличивается более чем на 53 %.

Полученные результаты оценки разрабатываемых модульных агрегатов свидетельствуют об их эффективности на данном этапе создания. Далее, при необходимости, могут быть проведены более широкие исследования с использованием моделей СХП разных специализаций такого же размера по площади пашни или на других площадях – более малых или крупных.

После этого принимается решение об изготовлении опытных образцов модульных агрегатов и их испытании в реальных производственных условиях, по результатам которых окончательно решается вопрос об их производстве опытными партиями или мелкими сериями с привязкой технического и технологического оснащения конкретного предприятия-изготовителя.

Выводы

При разработке с.-х. модульных агрегатов нового поколения на базе МЭС и СМ-А необходимо создание единой методологии их проектирования, оценки эффективного функционирования в составах МТП СХП с учетом их зональных особенностей, различия в специализации и размерах.

Для решения поставленных задач предложен один из вариантов методологии поэтапной разработки сельскохозяйственных модульных

агрегатов. Включение в состав МТП модульных агрегатов (МЭС и СМ-А) модели СХП Южной подзоны Ростовской области обеспечивает снижение капитальных вложений в МТП и эксплуатационных затрат на его содержание соответственно на 17 и 14 % с одновременным увеличением ЧДД от использования МТП более чем на 53 %.

Литература

1. Бурьянов А.И., Бурьянов М.А., Дмитренко А.И., Горячев Ю.О. О влиянии природно-климатических и экономических факторов на эффективность механизированных технологий и средств их реализации при производстве продукции полеводства // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: Мат-лы 7-й междунар. науч.-практ. конф. Ростов-на-Дону, 2014. С. 71–74.
2. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И., Горячев Ю.О. Оценка эффективности машинно-тракторного парка на базе универсальных энергетических средств с комплектами сменных модулей в условиях Юга России // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 7. С. 41–46.
3. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И., Горячев Ю.О., Рехлицкий, Камко А.И., Новиков А.А. Модульные зерноуборочные агрегаты на базе универсальных энергетических средств // Вестник аграрной науки Дона. 2016. № 3. Т. 35. С. 14–30.
4. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. Современные тенденции развития мобильных энергетических средств // Техника и оборудование для села. 2015. № 6. С. 8–14.
5. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И., Бурьянов М.А. Способы и средства адаптации МЭС для агрегатирования с уборочными и транспортно-технологическими модулями // Техника и оборудование для села. 2013. № 6. С. 5–10.
6. Дмитренко А.И. Способы и средства агрегатирования набора адаптеров с энергосредством для выполнения технологических и погрузочно-транспортных процессов при производстве продукции полеводства // Техника будущего: перспективы развития сельскохозяйственной техники: Сб. статей междунар. науч.-практ. конф. Краснодар, 2013. С. 109–115.
7. Рунчев М.С., Краснопольский А.Н., Перерва А.П. Основы универсализации и комбинирования машин в полеводстве. Ростов-на-Дону: Ростовский университет, 1969. 183 с.
8. Шуринов В.А. Основы агрегатирования универсального мобильного энергетического средства

с адаптерами различного назначения. Гомель: ИММС НАНБ, 1999. 392 с.

9. Кутьков Г.М. Технологические основы мобильных энергетических средств. М.: МГАУ, 1999. 150 с.
10. Евтенко В.Г. Технологические основы универсализации сельскохозяйственных тракторов и самоходных комбайнов // Техника в сельском хозяйстве. 1995. № 1. С. 16–19.
11. Петров Г.Д., Хвостов В.А., Золотарев В.В. Состояние и тенденции развития самоходных машин для уборки корне-клубнеплодов и овощей с использованием высвобождаемых энергетических агрегатов: Обзорная информация. М. 1982. 232 с.
12. Фредриксен Н., Хайдьяни Ф., Кляйнеманке Х. Сельскохозяйственное несущее транспортное средство: патент на изобретение № 2037284, Российская Федерация. Опубликовано 19.06.1995.
13. Бурьянов А.И., Пахомов В.И., Дмитренко А.И., Бурьянов М.А. Способ агрегатирования набора сменяемых модулей-адаптеров и блоков из них с энергосредством для выполнения механизированных работ при производстве сельскохозяйственной продукции и средство для его осуществления: патент на изобретение № 2431954, Российская Федерация. Опубликовано 27.10.2011.
14. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И., Бурьянов М.А., (RU). Рехлицкий О.В., Волков И.В., Камко А.И. (BY). Энергосредство для агрегатирования с набором сменяемых модулей-адаптеров при производстве сельскохозяйственной продукции: патент на изобретение № 2574479, Российская Федерация. Опубликовано 10.02.2016.
15. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. Универсальные технические системы для сельского хозяйства // Селскостопанска техника. 2015. Т. LII. № 1. С. 27–39.
16. Дмитренко А.И., Бурьянов А.И. Агрегатирование составных модулей зерноуборочного комплекса КЗР-10 с универсальным энергетическим средством // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 3. С. 43–47.
17. Дмитренко А.И., Бурьянов А.И., Горячев Ю.О. Несущие и технологические системы для построения сельскохозяйственных агрегатов // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 5. С. 19–31.
18. XERION 3800/3300 TRAC/TRAC VC. CLAAS. Один способен на большее: Проспект. Harsewinkel. Deutschland.: CLAAS KGaA mbH. 49 с.

References

1. Bur'yanov A.I., Bur'yanov M.A., Dmitrenko A.I., Goryachev Yu.O. The impact of natural and cli-

matic and economic factors on the effectiveness of mechanized technologies and their means of implementation in the production of field crop production. Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skokhozyaystvennogo mashinostroeniya: Mat-ly 7-y mezhdu-nar. nauch.-prakt. konf. [The state and prospects of the development of agricultural machinery: Materials of the 7th International Scientific and practical conference]. Rostov-na-Donu, 2014, pp. 71–74 (in Russ.).

2. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Goryachev Yu.O. Evaluation of the efficiency of the machine and tractor park on the basis of universal energy facilities with sets of plug-in modules in the conditions of the South of Russia. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 7, pp. 41–46 (in Russ.).
3. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Goryachev Yu.O., Rekhliitskiy, Kamko A.I., Novikov A.A. Modular grain-harvesting units based on universal energy facilities. Vestnik agrarnoy nauki Dona. 2016. No 3. Vol. 35, pp. 14–30 (in Russ.).
4. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I. Modern current trends in the development of mobile energy sources. Tekhnika i oborudovanie dlya sela. 2015. No 6, pp. 8–14 (in Russ.).
5. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Bur'yanov M.A. Ways and means of adaptation of main electrical networks for integration with harvesting and transport-technological modules. Tekhnika i oborudovanie dlya sela. 2013. No 6, pp. 5–10 (in Russ.).
6. Dmitrenko A.I. Methods and means of aggregating a set of adapters with an energy source for performing technological and loading-transport processes in the production of field crop production. Tekhnika budushchego: perspektivy razvitiya sel'skokhozyaystvennoy tekhniki: Sb. statey mezhdunar. nauch.- prakt. konf. [Technology of the future: prospects for the development of agricultural machinery: collection of papers of international scientific and practical conference]. Krasnodar, 2013, pp. 109–115 (in Russ.).
7. Runchev M.S., Krasnopol'skiy A.N., Pererva A.P. Osnovy universalizatsii i kombinirovaniya mashin v polevodstve [Basics of universalization and combination of machines in field cultivation]. Rostov-na-Donu: Rostovskiy universitet Publ., 1969. 183 p.
8. Shurinov V.A. Osnovy agregatirovaniya universal'nogo mobil'nogo energeticheskogo sredstva s adapterami razlichnogo naznacheniya [Basics of aggregation of a universal mobile power tool with adapters for various purposes]. Gmel': IMMS NANB Publ., 1999. 392 p.

9. Kut'kov G.M. Tekhnologicheskie osnovy mobil'nykh energeticheskikh sredstv [Technological foundations of mobile power tools]. Moscow: MGAU Publ., 1999. 150 p.
10. Evtenko V.G. Technological bases of universalization of agricultural tractors and self-propelled combines. Tekhnika v sel'skom khozyaystve. 1995. No 1, pp. 16–19 (in Russ.).
11. Petrov G.D., Khvostov V.A., Zolotarev V.V. Sostoyanie i tendentsii razvitiya samokhodnykh mashin dlya uborki korneklubneplodov i ovoshchey s ispol'zovaniem vysvobozhdaemykh energeticheskikh agregatov [The state and development trends of self-propelled machines for harvesting root-tubers and vegetables using the released power aggregates]: Obzornaya informatsiya. Moscow. 1982. 232 p.
12. Fredriksen N., Khayd'yani F., Klyaynemenke Kh. Sel'skokhozyaystvennoe nesushchee transportnoe sredstvo [Agricultural carrying vehicle]: patent na izobretenie No 2037284, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 19.06.1995.
13. Bur'yanov A.I., Pakhomov V.I., Dmitrenko A.I., Bur'yanov M.A. Sposob agregatirovaniya nabora smenyaemykh moduley-adapterov i blokov iz nikh s energosredstvom dlya vypolneniya mekhanizirovannykh rabot pri proizvodstve sel'skokhozyaystvennoy produktsii i sredstvo dlya ego osushchestvleniya [The method of aggregating a set of replaceable modules-adapters and blocks of them with an energy source for performing mechanized works in the production of agricultural products and a means for its implementation]: patent na izobretenie No 2431954, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.10.2011.
14. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Bur'yanov M.A., (RU). Rekhliitskiy O.V., Volkov I.V., Kamko A.I. (BY). Energosredstvo dlya agregatirovaniya s naborem smenyaemykh moduley-adapterov pri proizvodstve sel'skokhozyaystvennoy produktsii [Power means for aggregating with a set of exchangeable module-adapters in the production of agricultural products]: patent na izobretenie No 2574479, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 10.02.2016.
15. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I. Universal technical systems for agriculture. Selskostopanska tekhnika. 2015. Vol. LII. No 1, pp. 27–39 (in Russ.).
16. Dmitrenko A.I., Bur'yanov A.I. Aggregation of composite modules of the grain harvesting complex KZR-10 with a universal power facility. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 3, pp. 43–47 (in Russ.).
17. Dmitrenko A.I., Bur'yanov A.I., Goryachev Yu.O. Bearing and technological systems for building agricultural aggregates. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 5, pp. 19–31 (in Russ.).
18. XERION 3800/3300 TRAC/TRAC VC. CLAAS. One is capable of more: Prospekt. Harsewinkel. Deutsch-land.: CLAAS KGaA mbH. 49 p.

ОБОСНОВАНИЕ ФОРМЫ КРИВОЛИНЕЙНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ДЛЯ ПОСЛОЙНОЙ БЕЗОТВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

THE RATIONALE FOR THE CURVILINEAR SHAPE OF THE WORKING BODY FOR LAYERED SUBSURFACE TILLAGE

Г.Г. ПАРХОМЕНКО, к.т.н.

И.В. БОЖКО, к.т.н.

А.В. ГРОМАКОВ

ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», Зерноград,
Россия, i.v.bozhko@mail.ru

G.G. PARKHOMENKO, PhD in Engineering

I.V. BOZHKO, PhD in Engineering

A.V. GROMAKOV

The Federal State Budget Scientific Institution «Agrarian Science
Center «Donskoy», Zernograd, Russia, i.v.bozhko@mail.ru

Чем большую площадь поперечного сечения пласта можно обработать за один проход, тем меньше необходимо затратить энергии на осуществление технологического процесса. Площадь поперечного сечения обрабатываемого пласта определяется периметром рабочего органа. Круг из всех фигур равного периметра имеет наибольшую площадь. Рабочий орган целесообразно выполнить кольцевым. При проектировании кольца на плоскость наименьшей силы резания образуется эллипс. С точки зрения физической математики эллипс является наилучшей кривой, обладающей свойством минимума. Оптимальная форма рабочего органа – эллиптическое кольцо. Параметр эллипса соответствует углу сдвига почвы в продольно-вертикальной плоскости. Эллиптический рабочий орган осуществляет крошение и сепарацию слоя с вынесением на поверхность более прочных макроагрегатов почвы и просыпанием в щели между ними эрозионно-опасных частиц, которые остаются внутри пласта. Напряжения на рабочий орган определяются при взаимодействии с почвой. На основании эллипса действует нормальное напряжение, обусловленное подпором пласта почвы, а на цилиндрические поверхности оказывается давление режущих кромок рабочего органа. Интенсивность возникающих на поверхности цилиндра напряжений определяются на внутренней трещине эллиптической формы, расположенной в сплошном теле под действием нагрузки. Наибольшая интенсивность напряжений локализована на концах малой оси эллипса, а наименьшая – на концах большой оси. С увеличением угла крошения интенсивность напряжений увеличивается, а далее снижается. При эллиптической форме рабочего органа зона интенсивности напряжений шире, чем у круглой режущей кромки, при этом в области боковых закруглений создаются деформации растяжения и изгиба, что отсутствует у плоскореза, тяговое сопротивление снижается на 0,5...1,3 кН. Степень крошения эллиптических рабочих органов 87,1...98,5 % фракций до 50 мм, гребнистость 1...2 см, уменьшение эрозионно-опасных частиц 15...22 %.

Ключевые слова: криволинейный рабочий орган для безотвальной обработки почвы, площадь поперечного сечения, физическая математика, эллипс.

The larger the cross-sectional area of the formation can be processed in a single pass, the less energy is needed to carry out the process. The cross-sectional area of the treated formation is determined by the perimeter of the working body. The circle of all figures of equal perimeter has the largest area. It is advisable to make the working organ ring-shaped. When designing a ring on the plane of the smallest cutting force, an ellipse is formed. From the point of view of physical mathematics, the ellipse is the best curve possessing the minimum property. The optimal shape of the working body is an elliptical ring. The parameter of the ellipse corresponds to the angle of soil displacement in the longitudinal-vertical plane. The elliptical working body carries out the crumbling and separation of the layer with the removal of more solid macroaggregates of soil on the surface and the erosion-hazardous particles that remain inside the formation in the gap between them. Stresses on the working body are determined by interaction with the soil. On the base of the ellipse, the normal stress caused by the backing of the soil layer acts, and the pressure of the cutting edges of the working body affects the cylindrical surfaces. The intensity of stresses arising on the surface of the cylinder is determined on the internal crack of an elliptical shape located in a solid body under the action of a load. The greatest intensity of stresses is localized at the ends of the minor axis of the ellipse, and the smallest at the ends of the major axis. As the cracking angle increases, the stress intensity increases, and then decreases. With an elliptical shape of the working element, the stress intensity zone is wider than that of the circular cutting edge, while deformation of stretching and bending is created in the zone of lateral rounding, which is absent in the plane, and the traction resistance is reduced by 0,5 ... 1,3 kN. The degree of crumbling of elliptical working organs is 87,1 ... 98,5 % of fractions up to 50 mm, combing 1 ... 2 cm, reduction of erosion-hazardous particles 15...22 %.

Keywords: curvilinear working body for soil-free tillage, cross-sectional area, physical mathematics, ellipse.

Введение

Почва представляет собой полудисперсную и гетерогенную среду, состоящую из твердой, жидкой и газообразной фаз. Твердая фаза представлена механическими агрегатами различной величины, совокупная площадь которых определяет удельную поверхность почвы. Из физики земледелия известно, что для коллоидной системы (почва), состоящей из дисперсной фазы (твердой) и дисперсной среды (жидкость), в соответствии с принципом минимума свободной энергии характерно постоянное уменьшение удельной поверхности почвы за счет более плотной укладки агрегатов. Для увеличения удельной поверхности необходимо совершить определенную работу, которая получает выражение в энергии на обработку почвы, пропорциональной совокупной площади механических агрегатов твердой фазы. Энергия на обработку почвы зависит от площади проекции на плоскость механических агрегатов, составляющую часть от их поверхности (25 %...50 %, согласно допуску при визуальном методе определения). Поэтому чем большую площадь поперечного сечения пласта можно обработать за один проход, тем меньше необходимо затратить энергии на осуществление технологического процесса в целом [1, 2].

Цель исследования

Целью исследования является снижение затрат энергии на обработку почвы при сохранении ее качества за счет оптимизации формы рабочего органа.

Материалы и методы

Применялись методы сравнения и монографического обследования различных конструкций рабочих органов. Исследование основано на положениях теоретической механики и физической математики.

Результаты исследования и их обсуждение

Площадь поперечного сечения обрабатываемого пласта определяется периметром (длиной геометрических поверхностей) рабочего органа. Размеры разрабатываемого рабочего органа ограничены, с одной стороны, его шириной захвата, а с другой – требуемой глубиной обработки поверхностного слоя почвы, поэтому его периметр не может быть увеличен.

Помимо этого при увеличении периметра возрастает металлоемкость рабочего органа, что нежелательно. Поэтому при ограниченном периметре рабочего органа необходимо обработать наибольшую площадь поперечного сечения пласта.

Согласно изопериметрической теореме [3], круг из всех фигур равного периметра имеет наибольшую площадь. Поэтому рабочий орган с ограниченным периметром геометрических поверхностей должен вырезать и обрабатывать почвы пласта с поперечным сечением в виде круга, т.е. иметь форму кольца.

Согласно теории прочности Мора, разрушение пласта происходит в плоскости, расположенной под углом ε_g к дну борозды, где создается напряжение, равное чистому сдвигу. При этом величина угла сдвига устанавливается такой, при которой сила резания будет минимальной.

При проектировании кольца в форме окружности на плоскость сдвига диаметр, параллельный этой плоскости, отражается в натуральную величину, а все хорды, перпендикулярные к диаметру, уменьшаются на величину $\cos \varepsilon_g$ (ε_g – угол сдвига почвы в продольно-вертикальной плоскости), образуя эллипс с большой полуосью R с коэффициентом сжатия:

$$k_{\text{сж}} = R \cos \varepsilon_g. \quad (1)$$

Коэффициент сжатия эллипса:

$$k_{\text{сж}} = \frac{r}{R}, \quad (2)$$

где r – малая полуось эллипса; R – большая полуось эллипса.

Из выражения (2) с учетом (1) получим:

$$r = R \cos \varepsilon_g.$$

Таким образом, для уменьшения силы резания пласта целесообразно представить разрабатываемый рабочий орган в виде кольца с формой эллипса, образованного равным сжатием окружности, с параметром, соответствующим углу сдвига почвы в продольно-вертикальной плоскости.

Параметр ε_g рабочего органа можно определить по формуле:

$$\varepsilon_g = \frac{\pi - (\beta + \varphi + \rho)}{2},$$

где β – угол крошения (установки режущей грани); φ – угол внешнего трения рабочего органа о почву; ρ – угол внутреннего трения почвы о почву.

В случае отклонения эллипса от вертикального положения длина малой оси равна:

$$2r' = \frac{2r}{\cos \alpha_3},$$

где α_3 – угол отклонения малой оси эллипса от вертикали.

Помимо этого, отклонение малой оси эллипса от вертикального положения даст возможность некоторого его выноса вперед относительно стойки режущей кромки рабочего органа [4].

С точки зрения физической математики, эллипс является наилучшей кривой, обладающей свойством $\min$. Если рассмотреть две точки (A и B) в поперечно-вертикальной плоскости, определяющие $\min$ ширину захвата (b) разработанного рабочего органа, лежащие на поверхности поля, предполагаемого топографически гладким на макроуровне, и горизонтальную прямую X , ограничивающую глубину обработки (a), можно на данной прямой отыскать такую точку (X'), чтобы сумма $AX' + BX'$, была постоянно наименьшей, т.е. $AX' + BX' = \min = \text{const}$ (рис. 1).

В физической математике подобная задача рассматривается с помощью линий уровня; придается степень подвижности точке X' , перемещающейся свободно в поперечно-вертикальной плоскости при соблюдении приведенного выше условия. Решением данной задачи является траектория движения точки X' в виде эллипса с фокусами в точках A и B . Искомый $\min$ образуется при пересечении эллипса с прямой X (рис. 1).

Данное решение не противоречит самому определению эллипса, который представля-

ет собой геометрическое место точек, сумма расстояний которых до двух данных точек A и B имеет одно и то же значение, т.е. const . AB – фокусное расстояние, представляет собой $\min$ ширину захвата рабочего органа. Линии уровня – это конфокальные эллипсы, т.е. с одними и теми же фокусами (A и B).

Таким образом, наилучшей кривой, обладающей свойством $\min$ в данных условиях, является эллипс. В связи с этим, придав рабочему органу форму эллипса, мы обеспечиваем обработку пласта почвы от поверхности поля до заданной глубины с высокой степенью крошения и $\min$ затратами энергии [5, 6].

Известно свойство эллипса о сходимости лучей после отражения из одного фокуса в другой, что по аналогии можно применить к обработке почвы. Так, поток почвы при движении агрегата, отталкиваясь при соударении о поверхность рабочего органа, перемещается из одного фокуса эллипса в другой. При этом наблюдаются дополнительное крошение и некоторая сепарация слоя с вынесением на поверхность более прочных макроагрегатов почвы и просыпанием в щели между ними эрозионно-опасных частиц, которые остаются внутри пласта.

Среда, которую обрабатывает рабочий орган, накладывает на его движение геометрические и кинематические ограничения. Неравномерность среды по физико-механическим свойствам, а также неровность поверхности поля, по которому движется почвообрабатывающий агрегат, обуславливают нестационарность связей, накладываемых на систему «пласт почвы – рабочий орган». Кроме того, система характеризуется нелинейными силами сопротивления, действующими со стороны обрабатываемой среды.

Сопротивления почвы, действующие на рабочий орган, можно определить при моделировании процессов их взаимодействия с использованием теории предельного состояния сплошной среды, рассматривающей напряжения, при которых изменения сил приводит к потере равновесия и разрушению пласта.

При этом рассматриваются процессы, происходящие при постоянной скорости почвообрабатывающего агрегата, на который не оказывают влияния явления, происходящие в моменты начала и завершения движения. Подобно равновесию потока в трубе, рассматриваемому в механике жидкостей и газов, можно

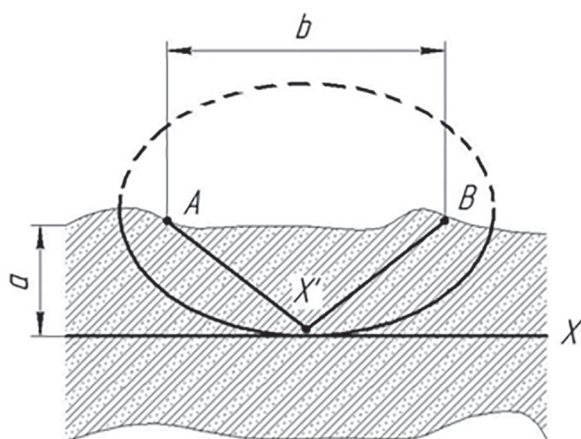


Рис. 1. Эллипс с точки зрения физической математики

исследовать взаимодействие рабочего органа с пластом почвы. Поток в заданной системе координат считается установившемся, а режим стационарным, если во всякой его точке вектор скорости не изменяется во времени. Замена действительной скорости на среднюю позволяет применить концепцию установившегося состояния к требуемому потоку.

Поскольку разрушенный пласт является структурным, в отличие от турбулентного потока жидкости, вводится допущение о периодичности процесса обработки почвы при взаимодействии с рабочим органом и о случайном характере отклонений.

При условии однородности распределения напряжений данный подход может применяться и для почвы, что позволяет осуществлять исследования рабочих органов, приводящих в процессе функционирования к изменению геометрии пласта под действием нагрузки.

С учетом вышеизложенного рассмотрим напряженное состояние однородного пласта при взаимодействии с рабочим органом. Для анализа напряженного состояния представим его элементы в виде малых кубов (рис. 2) со сторонами, параллельными координатным плоскостям. Напряжения на каждой грани куба можно разложить на перпендикулярное (нормальное) σ и параллельное (касательное) τ .

Согласно принятой системе координат, матрица (3) дает полное описание напряжений в общем виде в точке A :

$$\begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Поскольку принято, что куб бесконечно мал, то напряжения на противоположных гранях равны согласно закону сопряженности или свойству симметричности матрицы тензора напряжений, т.е. $\tau_{xz} = \tau_{zx}$, $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{yz} = \tau_{zy}$.

Известно, что при соответствующем выборе системы координат (на рис. 2 – $x'y'z'$) тензор напряжений приводится к простейшему виду, например; когда $\tau = 0$. Матрица тензора напряжений в этом случае примет следующий вид:

$$\begin{pmatrix} \sigma'_x & 0 & 0 \\ 0 & \sigma'_y & 0 \\ 0 & 0 & \sigma'_z \end{pmatrix}.$$

Наибольшее нормальное напряжение $\sigma_{\max}$ является главным и обозначается σ_1 ; $\sigma_{\max} = \sigma_1$, наименьшее обозначается σ_3 ; $\sigma_{\min} = \sigma_3$, а оставшееся из трех обозначается σ_2 . Матрица тензора напряжений приводится к виду:

$$\begin{pmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{pmatrix}.$$

Цилиндрический объем пласта, взаимодействующий с криволинейным рабочим органом (рис. 2), состоит не только из малых кубов, но и малых призм, длина наклонных сторон которых представляет собой периметр эллипса (основания цилиндра).

Согласно принятым условиям, $\sigma = \sigma_2 = \sigma_3$, $\tau = 0$. На основании эллипса действует нормальное напряжение σ_1 , обусловленное подпором пласта почвы, а на цилиндрические поверхности (по периметру) сказывается давление режущих кромок рабочего органа. Таким образом, при нагрузке σ_1 и $\sigma = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$ напряженное состояние задается матрицей:

$$\begin{pmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 = \sigma & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 = \sigma \end{pmatrix}.$$

Интенсивность возникающих на поверхности цилиндра напряжений можно оценить, рассмотрев задачу о внутренней трещине эллиптической формы, расположенной в бесконечно протяженном сплошном теле под действием нагрузки. Для решения этой задачи в механике разрушения получили коэффициент интенсивности напряжений, с увеличением которого можно объективно судить об увеличении нагрузки на поверхность эллипса:

$$K_\sigma = \frac{\sigma \sqrt{\pi r}}{\mathcal{E}} \sqrt{\left(\sin^2 \mu + \frac{r^2}{R^2} + \cos^2 \mu \right)},$$

где $\mathcal{E}$ – эллиптический интеграл второго рода, заданный соотношением:

$$\mathcal{E} = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - \frac{R^2 - r^2}{R^2} \sin^2 \mu} d\mu.$$

Угол μ определяет полярную координату точки на периметре эллипса, в которой рассчитывается интенсивность возникающих напряжений. При $\mu = 0$ заданная точка расположена

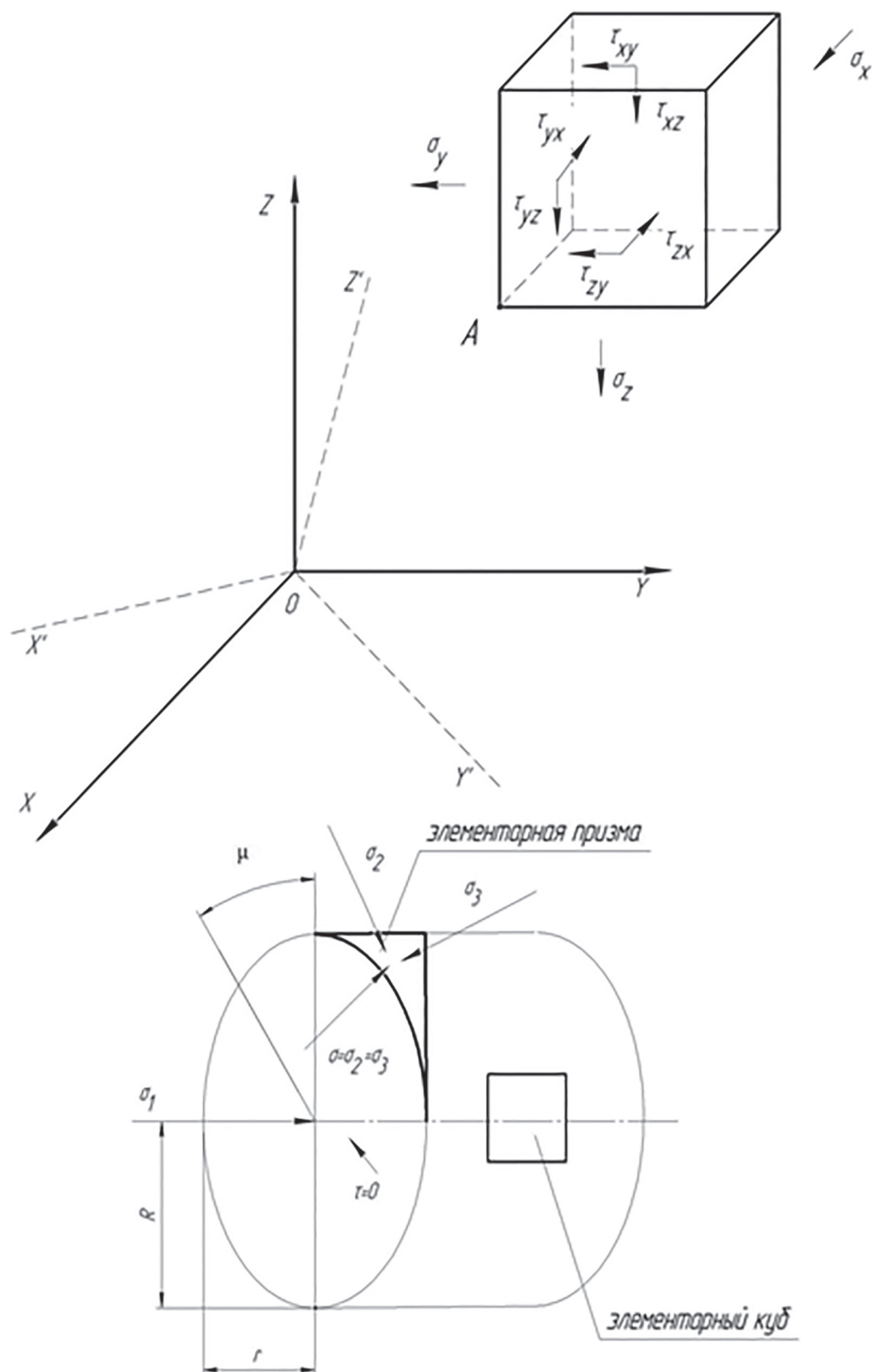


Рис. 2. Приложение теории напряженного состояния сплошной среды к взаимодействию криволинейного рабочего органа с почвой

на большем диаметре эллипса, при $\mu = \frac{\pi}{2}$ – на малом.

Выражение получено путем приведения к тригонометрической форме эллиптического интеграла второго рода в виде:

$$\int \frac{\sqrt{1 - \frac{R^2 - r^2}{R^2} x^2}}{\sqrt{1 - x^2}} dx$$

подстановкой $x = \sin \mu$ при $0 \leq \mu \leq \frac{\pi}{2}$.

Решение подобной задачи сводится к разложению подинтегрального выражения в степенной ряд в случае непрерывности членов и равномерной сходимости на рассматриваемом интервале:

$$\Theta = \frac{\pi}{2} \left[1 - \frac{1}{4} \cdot \frac{R^2 - r^2}{R^2} - \frac{1^2 \cdot 3}{2^2 \cdot 4^2} \left(\frac{R^2 - r^2}{R^2} \right)^2 - \dots \right].$$

Эллиптический интеграл второго рода можно представить в виде ряда:

$$\Theta = \frac{\pi}{2} \left[1 - \frac{1}{4} \cdot \frac{R^2 - r^2}{R^2} - \frac{3}{64} \left(\frac{R^2 - r^2}{R^2} \right)^2 - \dots \right]. \quad (4)$$

Анализ выражения (4) показал, что даже при малых значениях $\frac{r}{R}$ третий член в квадратных скобках дает вклад в полученный результат не более 5 %, поэтому в большинстве случаев им пренебрегают, т.е. $\frac{3}{64} \left(\frac{R^2 - r^2}{R^2} \right)^2 \approx 0$. Тогда в первом приближении эллиптический интеграл второго рода равен:

$$\Theta = \frac{3\pi}{8} + \frac{\pi}{8} \cdot \frac{r^2}{R^2}.$$

Тогда коэффициент интенсивности напряжений:

$$K_\sigma = \frac{\sigma \sqrt{\pi r}}{\frac{3\pi}{8} + \frac{\pi}{8} \cdot \frac{r^2}{R^2}} \sqrt{\sin^2 \mu + \frac{r^2}{R^2} \cos^2 \mu}. \quad (5)$$

С учетом выбранного параметра [2] – коэффициента сжатия эллипса $k_{сж} = \frac{r}{R} = 0,69$, выполнив некоторые преобразования, получим выражение для определения коэффициента интенсивности напряжений, возникающих по периметру пласта почвы эллиптической конфигурации при взаимодействии с кольцевым рабочим органом.

В общем виде формула (5) может быть преобразована к виду:

$$K_\sigma = \frac{\sigma \sqrt{\pi \alpha}}{\frac{\pi}{8} \left(3 + \sin^2 \frac{\beta + \varphi + \rho}{2} \right)} \times \sqrt{\sin^2 \mu + \left| \sin^2 \frac{\beta + \varphi + \rho}{2} \right| \cdot \cos^2 \mu}, \quad (6)$$

где $\alpha = r$ – глубина обработки почвы эллиптическим рабочим органом.

Формула (6) представляет выражение для определения коэффициента интенсивности напряжений, возникающих по периметру пласта почвы эллиптической конфигурации при взаимодействии с криволинейным рабочим органом.

Полученная зависимость (6) графически представлена на рис. 3 для различных углов крошения β (15, 25 и 35°).

В качестве исходных данных напряжение σ принято равным временному сопротивлению сжатия глинистого чернозема, которое для засушливых условий составляет 93...98 кПа [4].

Анализ графика свидетельствует о том, что наибольшая интенсивность напряжений локализована на концах малой оси эллипса ($\mu = 90^\circ$), а наименьшая – на концах большой оси ($\mu = 0^\circ$). Причем рост интенсивности напряжений неравномерный: наибольший приходится на область $\mu = 30^\circ \dots 60^\circ$, наименьший при $\mu = 0^\circ \dots 10^\circ$, $\mu = 80^\circ \dots 90^\circ$. С увеличением угла крошения β интенсивность напряжений увеличивается до $\mu = 30^\circ$, а далее снижается,

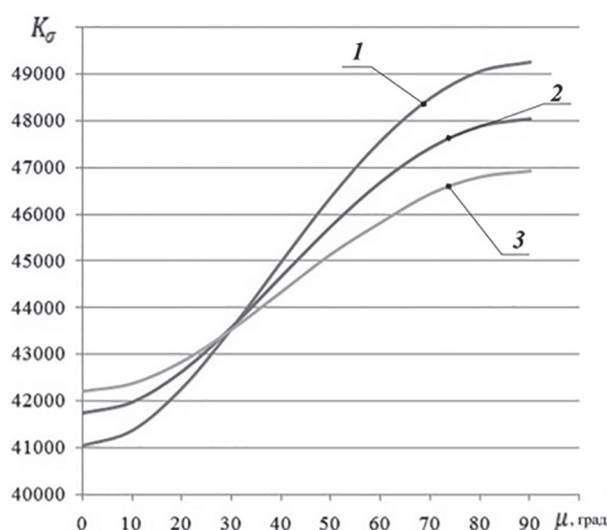


Рис. 3. Зависимость коэффициента интенсивности напряжений по периметру эллипса от параметров рабочего органа:
1 – $\beta = 15^\circ$; 2 – $\beta = 25^\circ$; 3 – $\beta = 35^\circ$

что объясняется изменением коэффициента сжатия (параметра) эллипса ϵ_g , который зависит от угла β и определяет соотношение малой и большой осей эллипса.

На основе анализа графика на рис. 3 установлено, что наибольшая интенсивность напряжений возникает в области расположения горизонтальных режущих кромок рабочего органа, что следует учитывать при прочностных расчетах, поскольку неравномерность нагрузки способствует локальному износу кольца в указанной зоне. При этом переменная интенсивность напряжений по контуру пласта приводит к возникновению разнонаправленных деформаций (растяжения и сжатия), что благоприятно сказывается на качестве крошения и способствует снижению затрат энергии на обработку почвы рабочим органом.

Гудков А.Н. и Зотов Н.В. [7] получили выражение (7), характеризующее изменение количества силового потока внутри пласта, причиной возникновения которого является разность напряжений, подобно гидродинамической аналогии движения жидкости или газа под действием разности давлений. Количество силового потока представляет совокупность внешних сил под действием деформатора, создающих напряженное состояние пласта:

$$Q = K F t \frac{\sigma_n - \sigma_{n+1}}{l}, \quad (7)$$

где K – коэффициент, характеризующий сопротивление деформации; F – площадь поперечного сечения пласта; t – длительность воздействия; l – толщина слоя (глубина обработки); $\sigma_n - \sigma_{n+1}$ – напряжения на внешней и внутренней поверхностях слоя (напряжения на поверхности почвы и на глубине хода рабочего органа).

Анализ выражения (7) свидетельствует о том, что совокупность сил, создающих напряженное состояние пласта, возрастает с увеличением F , $t(\sigma_n - \sigma_{n+1})$ и уменьшается с ростом l . Поскольку количество силового потока определяет основные затраты энергии на выполнение технологической операции, то для снижения энергоемкости при соблюдении требуемых агротехнических показателей следует уменьшать толщину обрабатываемого слоя и увеличивать концентрацию и интенсивность напряжений путем выбора рациональных геометрии и формы рабочего органа, а также режимов функционирования, оказывающих непосред-

ственное влияние на величину длительности воздействия.

При форме рабочего органа в виде эллипса зона интенсивности напряжений в поперечном ($\mu = 30^\circ \dots 60^\circ$) направлении шире, чем у округлой режущей кромки, при этом в области боковых закруглений создаются деформации растяжения и изгиба, что отсутствует у плоскореза.

В связи с вышеизложенным целесообразно осуществлять послойную обработку почвы с использованием наименее энергоемких деформаций растяжения и изгиба, возникающих внутри пласта при функционировании эллиптического рабочего органа. При этом улучшается крошение при минимальных энергозатратах [8, 9].

С учетом полученных закономерностей разработана конструкция рабочих органов для послойной безотвальной обработки почвы с эллиптическим рыхлителем (рис. 4).

При этом, стойка трансформируемого рабочего органа выполнена по типу paraplow и также имеет криволинейную форму, описываемую уравнением брахистохроны первого порядка [10].

Исследования [11–13] показали, что новые рабочие органы с эллиптическим рыхлителем осуществляют качественную послойную безотвальную обработку почвы: степень крошения 87,1...98,5 % фракций до 50 мм, гребнистость 1...2 см, уменьшение эрозионно-опасных частиц 15...22 %, а его использование способствует снижению энергозатрат, поскольку тяговое сопротивление ниже на 0,5...1,3 кН по сравнению с плоскорезными аналогами.

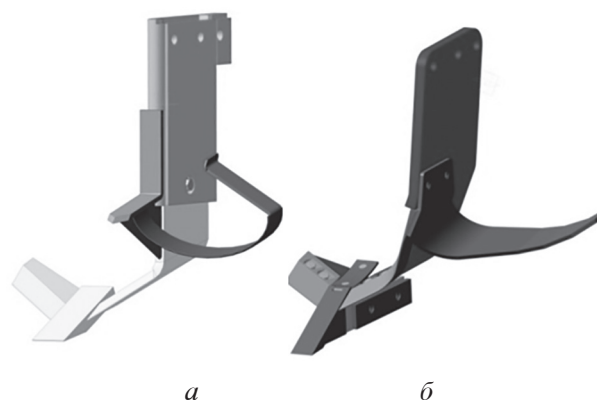


Рис. 4. Новые рабочие органы для послойной безотвальной обработки почвы с эллиптическим рыхлителем:

a – с разомкнутым кольцевым рыхлителем;
б – трансформируемый

Вывод

В результате исследований обоснована форма криволинейного рабочего органа, обеспечивающего повышение качества послойной безотвальной обработки почвы.

Литература

1. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Измерение силы тяги на крюке трактора в агрегате с навесной сельскохозяйственной машиной // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 4. С. 15–19.
2. Громаков А.В., Филатов С.К., Пархоменко Г.Г. Повышение эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов за счет применения биотоплива // Технология колесных и гусеничных машин. 2014. № 6 (16). С. 16–22.
3. Пойа Д. Математика и правдоподобные рассуждения. М.: Наука, 1975. 464 с.
4. Божко И.В. Обоснование параметров эллиптического рыхлителя рабочего органа для послойной безотвальной обработки: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Краснодар, 2015. 23 с.
5. Божко И.В., Пархоменко Г.Г., Громаков А.В. Обоснование конструкции рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы // Сборник статей 9-й международной научно-практической конференции «Инновационные разработки для АПК» ГНУ СКНИИМЭСХ Россельхозакадемии. Зерноград, 2014. С. 30–36.
6. Божко И.В., Пархоменко Г.Г. Предпосылки к обоснованию формы и геометрии кольцевого рабочего органа для обработки почвы // Проблемы механизации и электрификации сельского хозяйства: материалы Всероссийской научно-практической конференции. Краснодар, 2014. С. 125–129.
7. Гудков А.Н., Зотов Н.В. Теоретические положения к выбору новой системы машин для обработки почвы // Исследования рабочих процессов сельскохозяйственных машин: труды Волгоградского СХИ. Том XXVI. Волгоград, 1968. С. 57–62.
8. Пархоменко Г.Г., Божко И.В. Взаимодействие кольцевого рабочего органа с обрабатываемым пластом почвы // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: материалы 7-й международной научно-практической конференции в рамках 17-й международной агропромышленной выставки «Интерагромаш-2014». Ростов-на-Дону, 2014. С. 39–42.
9. Божко И.В., Пархоменко Г.Г. Кольцевой рабочий орган для обработки почвы // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: материалы 7-й международной

научно-практической конференции в рамках 17-й международной агропромышленной выставки «Интерагромаш-2014». Ростов-на-Дону, 2014. С. 78–81.

10. Пархоменко Г.Г., Твердохлебов С.А. Обоснование параметров рабочего органа типа para-plow // Вестник АПК Ставрополя. 2017. № 1 (25). С. 44–48.
11. Пархоменко Г.Г., Божко И.В., Громаков А.В. Прогнозирование зоны износа эллиптического кольцевого элемента почвообрабатывающего рабочего органа // Труды ГОСНИТИ. 2015. Т. 118. С. 64–68.
12. Пархоменко Г.Г., Божко И.В., Громаков А.В., Максименко В.А. Исследование новых рабочих органов для послойной безотвальной обработки почвы в засушливых условиях юга России // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 10. С. 6–9.
13. Пархоменко Г.Г., Семенихина Ю.А., Громаков А.В. Анализ агротехнических показателей рабочих органов для послойной безотвальной обработки почвы // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 5. С. 32–38.

References

1. Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Measuring the traction force on the hook of the tractor in an aggregate with a hinged agricultural machine. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2016. No 4, pp. 15–19 (in Russ.).
2. Gromakov A.V., Filatov S.K., Parkhomenko G.G. Increase of efficiency of functioning of machine-tractor units due to application of biofuel. *Tekhnologiya kolesnykh i gusenichnykh mashin*. 2014. No 6 (16), pp. 16–22 (in Russ.).
3. Poya D. *Matematika i pravdopodobnye rassuzhdeniya* [Mathematics and plausible reasoning]. Moscow: Nauka Publ., 1975. 464 p.
4. Bozhko I.V. *Obosnovanie parametrov ellipticheskogo rykhlyatelya rabochego organa dlya posloynoy bezotval'noy obrabotki: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [Substantiation of the parameters of the elliptical ripper of the working member for layer-by-layer processing: abstract to dissertation for degree of Candidate of Technical Sciences]. Krasnodar, 2015. 23 p.
5. Bozhko I.V., Parkhomenko G.G., Gromakov A.V. Substantiation of the design of the working element for layered soil-free tillage. *Sbornik statey 9-y mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Innovatsionnye razrabotki dlya APK» GNU SKNIIMESKh Rossel'khozakademii* [Collection of articles of the 9th international scientific and practical conference «Innovative developments for the

- agroindustrial complex» of the State Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture of the Russian Academy of Agricultural Sciences North-Caucasian Research Institute]. Zernograd, 2014, pp. 30–36 (in Russ.).
6. Bozhko I.V., Parkhomenko G.G. Prerequisites to the substantiation of the shape and geometry of the circular working body for tillage. Problemy mekhanizatsii i elektrifikatsii sel'skogo khozyaystva: Materialy Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii [Problems of mechanization and electrification of agriculture: Proceedings of the All-Russian Scientific and Practical Conference]. Krasnodar, 2014, pp. 125–129 (in Russ.).
 7. Gudkov A.N., Zotov N.V. Theoretical provisions for the selection of a new system of machines for tillage. Issledovaniya rabochikh protsessov sel'skokhozyaystvennykh mashin: Trudy Volgogradskogo SKhI [Research of work processes of agricultural machines: Proceedings of the Volgograd Agricultural Institute]. Vol. XXVI. Volgograd, 1968, pp. 57–62 (in Russ.).
 8. Parkhomenko G.G., Bozhko I.V. Interaction of the annular working body with the cultivated soil. Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skokhozyaystvennogo mashinostroeniya: mater. 7-y mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii v ramkakh 17-y mezhdunarodnoy agropromyshlennoy vystavki «Interagromash-2014» [State and prospects for the development of agricultural machinery: materials of 7th International Scientific and Practical Conference within the framework of the 17th International Agro-Industrial Exhibition «Interagromash-2014»]. Rostov-na-Donu, 2014, pp. 39–42 (in Russ.).
 9. Bozhko I.V., Parkhomenko G.G. Annular working body for soil cultivation. Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skokhozyaystvennogo mashinostroeniya: materialy 7-y mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii v ramkakh 17-y mezhdunarodnoy agropromyshlennoy vystavki «Interagromash-2014» [State and prospects for the development of agricultural machinery: materials of 7th International Scientific and Practical Conference within the framework of the 17th International Agro-Industrial Exhibition «Interagromash-2014»]. Rostov-na-Donu, 2014, pp. 78–81 (in Russ.).
 10. Parkhomenko G.G., Tverdokhlebov S.A. Justification of parameters of working body of para-plow type. Vestnik APK Stavropol'ya. 2017. No 1 (25), pp. 44–48 (in Russ.).
 11. Parkhomenko G.G., Bozhko I.V., Gromakov A.V. Forecasting the wear zone of the elliptical annular element of the tillage tool. Trudy GOSNITI. 2015. Vol. 118, pp. 64–68 (in Russ.).
 12. Parkhomenko G.G., Bozhko I.V., Gromakov A.V., Maksimenko V.A. Investigation of new working organs for layerwise soil-free tillage in arid conditions of southern Russia. Traktory i sel'khoz mashiny. 2015. No 10, pp. 6–9 (in Russ.).
 13. Parkhomenko G.G., Semenikhina Yu.A., Gromakov A.V. Analysis of agrotechnical indices of working organs for layered soil-free tillage. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 5, pp. 32–38 (in Russ.).

ХАРАКТЕРИСТИКА НОВАЦИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДЛЯ ПОСЕВА В ТЕХНОЛОГИИ БЕЗОТВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ И ПОСЕВА

THE CHARACTERISTIC OF INNOVATIONS OF WORKING BODIES FOR SOWING IN TECHNOLOGY OF SOIL-FREE TILLAGE AND SOWING

Н.М. БЕСПАМЯТНОВА, д.т.н.
Ю.А. БЕСПАМЯТНОВ
А.А. КОЛИНЬКО

ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», Зерноград,
Россия, kambulov.s@mail.ru

N.M. BESPAMYATNOVA, DSc in Engineering
YU.A. BESPAMYATNOV
A.A. KOLIN'KO

The Federal State Budget Scientific Institution «Agrarian Science
Center «Donskoy», Zernograd, Russia, kambulov.s@mail.ru

Разработана наукоемкая ресурсосберегающая технология посева семян различных сельскохозяйственных культур с одновременным неконтактным внесением семян и удобрений в условиях недостаточного увлажнения с использованием созданных управляемых системных блоков к посевным и почвообрабатывающим машинам и агрегатам. Семена и удобрения размещаются на разной глубине заделки с созданием уплотненного почвенного ложа для семян, выполняемого в подпочвенном горизонте в соответствии с агротехническими требованиями. Для снижения энергопроцессов в почвообрабатывающих посевных машинах в механические устройства внесены или полностью заменены электрические или электронные аналоги, управление которыми обеспечено подсистемами частотного управления рабочими процессами, адаптированными к свойствам семян и условиям функционирования агрегатов. В процессе высева семена удобрение и подготовленное ложе для семян с заданными агротехническими условиями подвергаются воздействию частотного поля, изменяющего как граничные, так и объемные силы, возникающие в режимах технологических процессов. Рабочая гипотеза выдвинута о том, что равномерность одновременного высева семян и удобрений с различными нормами высева может быть достигнута путем приведения плотности материалов к идентичному виду в вибрационном поле, обеспечивающем устойчивое протекание скорости истечения материала и равномерности его массового расхода. Определены некоторые параметры рабочих органов, выполняющих агротехнические процессы с вибрацией технических систем при высева материалов и создании уплотненного ложа для семян. Представлены варианты разработанных технологических устройств, как вновь созданных, так и переоборудованных существующих батарей со сферическими дисками, снабженными гидропневмоцилиндрами, обеспечивающими демпфирование колебаний рабочих элементов для снижения равномерности посевного ложа. Показаны уровни соответствия показателей технологических процессов, выполненных разработанными устройствами, агротехническим требованиям на посев.

Ключевые слова: вибрация, универсальная высевающая система вибродискретного действия, устройство для создания плотного ложа между семенами и удобрениями, снижение энергоресурсов, динамический вес, скорость истечения материалов.

The science-intensive resource-saving technology of sowing seeds of various agricultural crops with simultaneous non-contact application of seeds and fertilizers in conditions of insufficient moistening with the use of created controlled system blocks to sowing and tillage machines and aggregates has been developed. Seeds and fertilizers are placed at different depths of the embankment with the creation of a compacted soil bed for seeds, performed in the subsoil horizon in accordance with agrotechnical requirements. To reduce energy processes in soil cultivating and sowing machines, electrical or electronic analogs are introduced or completely replaced in mechanical devices, control of which is provided by subsystems of frequency control of working processes adapted to the properties of seeds and the conditions of operation of the units. In the process of sowing, the seeds, fertilizer and prepared seedbed with the given agro-technical conditions are exposed to a frequency field that changes both the boundary and the bulk forces that arise in the modes of technological processes. The working hypothesis is taken that the uniformity of the simultaneous sowing of seeds and fertilizers with different sowing rates can be achieved by bringing the density of materials to the identical view in the field of vibration, providing a stable flow of velocity of the material and the uniformity of its mass flow rate. Certain parameters of the working organs that perform agrotechnical processes with the vibration of technical systems during the sowing of materials and the creation of a compacted bed for seeds are determined. Certain parameters of the working bodies that perform agrotechnical processes with the vibration of technical systems during the sowing of materials and the creation of a compacted bed for seeds are determined. There are presented variants of the developed technological devices, both newly created and retrofitted existing batteries with spherical disks equipped with hydropneumatic cylinders, providing damping of vibrations of working elements to reduce uniformity of the seedbed. The levels of compliance of the indicators of technological processes performed by the developed devices, to agrotechnical requirements for sowing are shown.

Keywords: vibration, universal sowing system of vibro-discrete action, device for creating a dense bed between seeds and fertilizers, reducing energy resources, dynamic weight, speed of expiration of materials.

Введение

В состав инноваций входят универсальные высевальные системы вибродискретного действия, ряд устройств для создания плотного ложа между семенами и удобрениями и подсистемы частотного управления рабочими процессами, адаптированными к свойствам семян и условиям функционирования. Для синтеза рабочих органов использована теория регулирования, позволяющая заменить механические устройства на электрические и электронные аналоги с целью снижения энергопроцессов в почвообрабатывающих и посевных машинах.

Цель исследования

Целью исследования является разработка наукоемкой ресурсосберегающей технологии посева семян различных сельскохозяйственных культур с одновременным неконтактным внесением семян и удобрений в условиях недостаточного увлажнения с использованием созданных управляемых системных блоков к посевным и почвообрабатывающим машинам и агрегатам.

Материалы и методы

Высев семян и удобрений осуществляется универсальной высевальной системой вибродискретного действия (рис. 1). В основе создания вибрационного аппарата принято положение о том, что сыпучее тело при истечении из бункера находится под воздействием дополнительных вибрационных внешних сил, изменяющих как граничные, так и объемные силы этого тела. В частности, плотность высеваемого материала изменяется по величине и направленности [1].

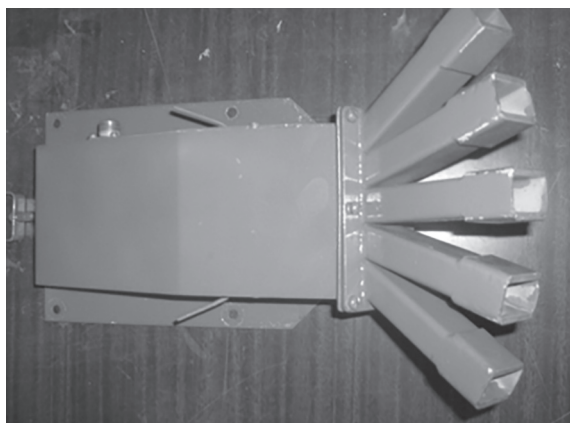


Рис. 1. Универсальный виброаппарат для посева семян и удобрений

Поэтому была предпринята рабочая гипотеза о том, что равномерность одновременного высева семян и удобрений с различными нормами высева может быть достигнута путем приведения динамического веса материалов к идентичному виду в вибрационном поле, обеспечивающем устойчивое протекание скорости истечения материала и равномерности его массового расхода.

При воздействии на истекающий поток материала из бункера дополнительными ускорениями j тело приводится в некоторое новое поле тяготения, как бы отличное от поля тяготения Земли. Плотность γ сыпучего тела в этом поле тяготения будет меньше, чем обычно, ее принято называть его динамическим объемным весом γ_d [2–4], который определяется по зависимости:

$$\gamma_d = \gamma \sqrt{\left(1 - \frac{j}{q}\right)^2},$$

где γ – плотность, кг/м³; j – внешнее ускорение, придаваемое сыпучему телу, м/с²; q – ускорение свободного падения, м/с².

Практически изменение плотности достигается изменением силы и направленности внешнего ускорения вибратором аппарата вибродискретного действия [1]. Приводя плотности различных тел к однозначным динамическим, можно решить задачу создания единого универсального высевального аппарата для любых сельскохозяйственных культур и удобрений [5].

Было установлено, что расширение технологических возможностей высевальной системы достигается в результате динамического равновесия между давлением семян, накопленных в дозаторе, и упругими силами затвора. Частота колебаний затвора зависит от частоты датчика скорости движения сеялки, а длительность постоянного импульса определяет амплитуду отключения затвора.

Определены границы устойчивости режима истечения семян различных культур и видов удобрений, обеспечивающих заданные нормы высева.

Равномерность высева заданной нормы высева семян и удобрений в соответствии с агротехническими требованиями рассматривалась в постоянстве (устойчивости массового расхода высеваемого материала в единицу времени). Масса выделенного элемента, кг:

$$m = \frac{S \Delta h \gamma}{q},$$

где S – площадь основания выгрузного отверстия, м^2 ; Δh – высота элементарного объема высеваемого материала, м ; γ – плотность, кг/м^3 .

Среднее значение напряжения $\sigma_{\text{ср}}$ на пластину вибратора:

$$\sigma_{\text{ср}} = R \gamma \chi,$$

где $R = \frac{\varpi}{L}$ – гидравлический радиус отверстия:

$$\chi[3] = \frac{1}{f} + 2f - \sqrt{1 - f^2}.$$

Здесь f – коэффициент внутреннего трения.

На рис. 2 представлено среднее значение теоретического давления на пластину-вибратор для семян пшеницы, льна и удобрений (селитры).

Из графика видно, что среднее значение давления на пластину выпускного отверстия для семян пшеницы с высотой слоя растет незначительно, а для удобрений давление возрастает почти в два раза, т.к. коэффициент трения f у селитры составляет 0,85...1,0, а для пшеницы 0,47...0,73; плотность селитры составляет 800...1000 кг/м^3 , а пшеницы 650...810 кг/м^3 .

Коэффициент подвижности материала определяется по соотношению $m_{\text{п}} = \frac{R\gamma}{f}$, или $C \frac{\tau}{f}$. Следовательно, при большом коэффициенте трения подвижность материала и скорость его истечения снижаются. Поэтому образование сводов в слое высеваемых частиц удобрений

происходит быстрее. Скорость истечения материалов может быть получена по зависимости [2]:

$$V_0 = \lambda \sqrt{2g\chi R} = \sqrt{2g \frac{P}{S\gamma}},$$

где λ – коэффициент истечения ($\lambda = 0,67$ – для пшеницы; $\lambda = 0,44$ – для суперфосфата).

Результаты исследования

Нами аналитически и практически установлено, что все виды сельскохозяйственных культур в вибрационном поле приобретают собственные скорости истечения из бункеров, зависящие не от механических размеров, а, скорее, от физических свойств: плотности γ ; коэффициента трения f ; начального сопротивления сдвигу τ_0 [1].

Исходя из полученных результатов исследований установлено, что физические свойства семян и удобрений следует разделять по принципу их скоростей истечения из бункеров.

Полученные по представленным зависимостям данные показали, что скорости истечения находятся в пределах зерновых культур: 3,15...3,66 м/с ; ячменя 4,37...5,16 м/с ; гречихи и льна 5,16 м/с ; проса 5,3 м/с ; риса 4,7 м/с ; льна 5,16 м/с . Для высева удобрений эти значения следующие: для суперфосфата 3,5 м/с ; селитры 4,19 м/с .

Поскольку изменить физические свойства материалов невозможно, то технически вполне допустимо реальное изменение динамического объемного веса при обеспечении соотношения j/q в заданном направлении. Согласно нашим

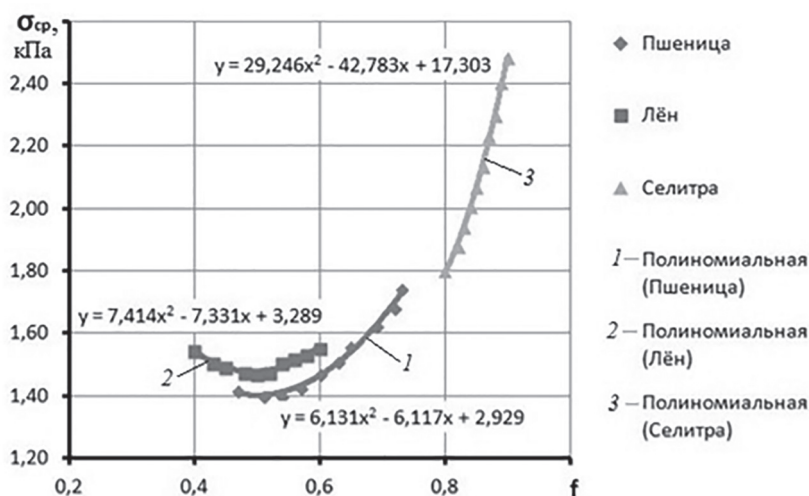


Рис. 2. Среднее теоретическое давление на пластину-вибратор для семян пшеницы, льна и удобрений (селитра)

исследованиям, для сельскохозяйственных культур соотношение j/q не превышает 1,3...2,0. В конкретном случае это соотношение достигается при частоте вибратора 6 Гц.

Посев семян и удобрений в условиях недостаточного увлажнения почвы сопровождается просыпанием семян в поры к удобрениям, что приводит к обжиганию проростков в агрессивной среде. Агротехническими требованиями предусмотрена необходимость величины подпочвенной прослойки между семенами и удобрениями не менее 5 см. В пересушенной почве семена ищут необходимую плотность почвы 1...1,2 г/см³ для укоренения, что резко снижает равномерность их первоначальной глубины посева от заданной до 2...2,5 см. В связи с этим появляется «недогон» растений в массе посева, когда более заглубленные семена появляются на дневную поверхность позже остальных, что резко снижает как готовность растений к уборке урожая, так и их продуктивность.

Повышение качества посева одновременно внесения семян и удобрений на различную глубину достигается совершенствованием способа посева, включающего вибрационное создание почвенной прослойки между семенами и удобрениями с разработкой конструкций, способных выполнять такой процесс.

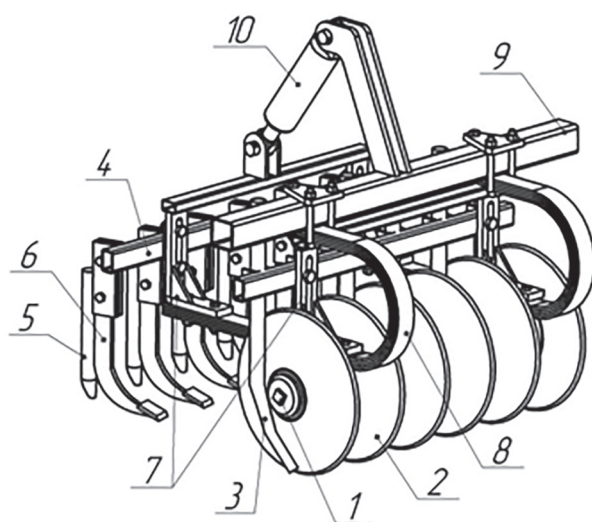


Рис. 3. Устройство для бесконтактного посева семян и внесения удобрений на разные глубины:

- 1 – вал; 2 – сферический диск; 3 – тукопровод; 4 – семяпровод; 5 – сошник; 6 – носки;
- 7 – кронштейн; 8 – сошниковая секция; 9 – рама; 10 – пневмогидроцилиндр

В соответствии с полученными результатами теоретических исследований и выводами для реализации в сельское хозяйство предложены два устройства для бесконтактного посева семян и удобрений: первый на основе батареи со сферическими дисками и второй – электровибратор с упругим вибратором, предназначенный для комбинированных почвообрабатывающе-посевных агрегатов, у которых предполагается проведение одновременной предпосевной обработки почвы, неkontaktного внесения семян и удобрений (рис. 3 и 4).

Для реализации в сельское хозяйство предлагается устройство для бесконтактного посева семян и удобрений на основе батареи со сферическими дисками. Недостатком сферических дисков является неравномерное подрезание дна борозды с оставлением желобков и гребней. Предлагается вносить удобрения в желобки дна борозды, а на гребнях дна борозды сеять семена при этом на гребни воздействует демпфирующие устройства для обеспечения необходимой плотности почвы (рис. 3).

Поставленная задача решается тем, что устройство, содержащее вал со сферическими дисками, включает рессоры с сошниковой секцией, а рама сеялки снабжена гидропневмоцилиндром, обеспечивающим демпфирование колебаний устройства.

Устройство для бесконтактного посева семян и удобрений (см. рис. 3) работает следующим образом. Сферические диски 2, врезаясь в землю, создают бороздки, куда из тукопроводов 3 попадают удобрения. Сошники 5 обеспечивают высев семян между бороздками, образуемыми сферическими дисками 2.

Второй вариант устройства для бесконтактного посева семян и удобрений предназначен для комбинированных почвообрабатывающе-посевных агрегатов, у которых предполагается проведение одновременной предпосевной обработки почвы, внесения семян и удобрений, в частности для сеялки СЗД-4У (рис. 4 и 5).

Устройство (см. рис. 4), предназначенное для одновременного бесконтактного посева семян и удобрений, создания уплотненной почвенной прослойки между семенами и удобрениями, включает в себя лаповый сошник, состоящий из стойки 2 и тукопровода 3, виброустройство в виде С-образной пластины-ложепропавателя 4 и электропривода 5 с дополнительным грузом 6. Кроме того, посредством соединительных кронштейнов к раме

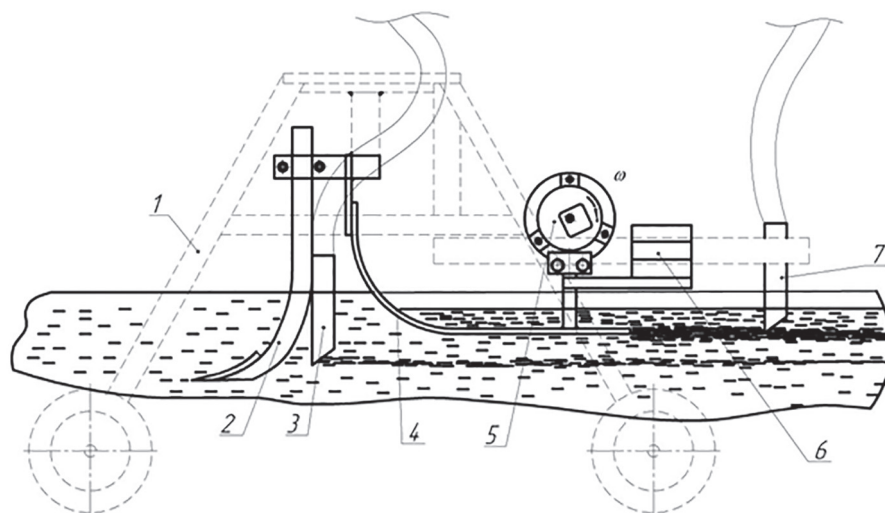


Рис. 4. Схема лабораторной установки для управляемого уплотнения семенного ложа:

1 – рама; 2 – стойка; 3 – тукопровод; 4 – С-образная пластина-ложеобразователь;
5 – электропривод; 6 – дополнительный груз; 7 – семяпровод

тележки 1 жестко закреплен семяпровод 7. В процессе работы С-образная пластина-ложеобразователь 4 погружается на заданную глубину посева позади и сверху лапового сошника; режимы и параметры колебаний пластины обеспечивают оптимальную плотность подпочвенной прослойки между семенами и удобрениями в диапазоне $1,0...1,2 \text{ г/см}^3$.

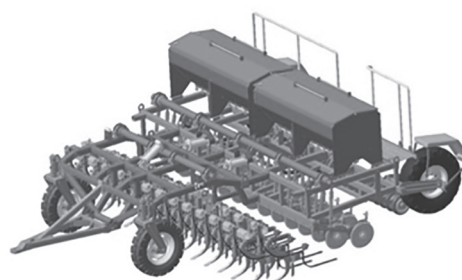
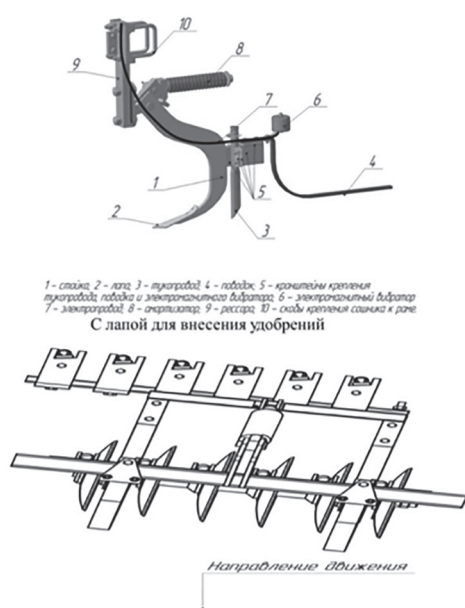
Лабораторные исследования проведены на лабораторном посевном передвижном агрегате с виброэлектроприводом с насыпным почвенным грунтом, механизмом привода колебательного режима пластины-ложеобразователя и регистрирующего устройства.

В ходе экспериментальных исследований по прошествии двух недель была определена равномерность глубины посева с вибрацией и без нее (рис. 6).

Зависимости равномерности глубины заделки семян с вибрацией полностью выполняют агротехнические требования, а без вибрации семена могут проникать в ложе на глубину от 2 до 6 см.

Визуально отмечен «недогон» растений до 30 % ($\pm 2 \text{ см}$) в опытах без применения вибрации, что совершенно недопустимо.

Из анализа уравнений регрессии показателя плотности почвы при использовании двух



Для дискового сошника

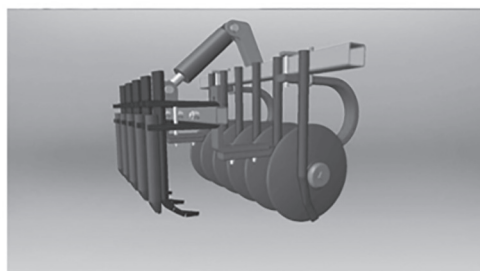


Рис. 5. Варианты виброуплотнителя для бесконтактного посева семян и удобрений

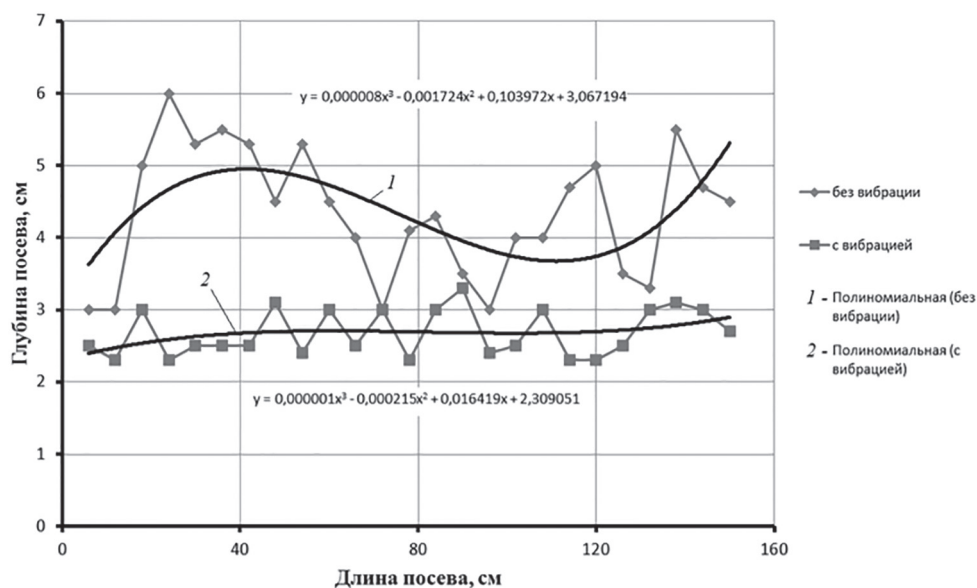


Рис. 6. Зависимости равномерности глубины посева с вибрацией и без нее

рессор следует, что при эксцентриситете в 5 мм для достижения заданной плотности почвы необходимо увеличить частоту вращения дебаланса до 50 Гц, а при отклонении на 8 мм – достаточна частота вибрации в 40 Гц. При этом значение массы груза существенно не изменяется, а сам показатель плотности почвы при отклонении эксцентрика до 8 мм менее зависит от внешних возмущений.

Выводы

Исполнительные подсистемы макетных (пилотных) образцов многофункциональных сеялок для реализации созданной технологии выполнены с использованием новых принципов их работы, позволяющих управлять режимами технологических операций микроэлектронной системой управления, которая обеспечивает повышение производительности труда в 1,6...1,8 раза, снижение удельной энергоемкости до 45 % и материалоемкости до 40 %.

Литература

1. Беспамятнова Н.М. Колебания и вибрации в технологических процессах почвообрабатывающих и посевных машин и агрегатов. Волгоград: ВНИПТИМЭСХ, 2008. 224 с.
2. Хакен Г. Синергетика. М.: Мир, 1980. 404 с.
3. Вильсон У.К. Вибрационная техника. М.: Машгиз, 1963. 415 с.

4. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. М.: Машиностроение, 1964. 216 с.
5. Беспамятнова Н.М., Беспамятнов Ю.А., Реутин В.В. Методология создания единого вибровысевающего аппарата для семян и удобрений // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2015. № 113 (09). С. 56–69.

References

1. Bepamyatnova N.M. Kolebaniya i vibratsii v tekhnologicheskikh protsessakh pochvoobrabatyvayushchikh i posevnykh mashin i agregatov [Fluctuations and vibrations in the technological processes of soil cultivating and sowing machines and aggregates]. Volgograd: VNIPTIMESKh Publ., 2008. 224 p.
2. Khaken G. Sinergetika [Synergy]. Moscow: Mir Publ., 1980. 404 p.
3. Vil'son U.K. Vibratsionnaya tekhnika [Vibration technology]. Moscow: Mashgiz Publ., 1963. 415 p.
4. Zenkov R.L. Mekhanika nasypnykh грузов [Mechanics of bulk cargoes]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1964. 216 p.
5. Bepamyatnova N.M., Bepamyatnov Yu.A., Reutin V.V. Methodology for creating a single vibro-seeding device for seeds and fertilizers. Politematicheskii setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta [Polytechnical network electronic scientific journal of the Kuban State Agrarian University]. 2015. No 113 (09), pp. 56–69 (in Russ.).

АНАЛИЗ И УТОЧНЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА БАЗЕ ТРАКТОРА К-744Р-05

ANALYSIS AND REFINEMENT OF DESIGN PARAMETERS OF THE MACHINE-TRACTOR UNIT BASED ON THE TRACTOR K-744R-05

В.П. АНТИПИН, К.Т.Н.
В.Д. ВАЛЯЖОНКОВ, К.Т.Н.
М.Я. ДУРМАНОВ
В.Н. КУЛИКОВ, К.Ф.-М.Н.
А.О. МИХАЙЛОВ, К.Т.Н.

Санкт-Петербургский государственный
 лесотехнический университет, Санкт-Петербург, Россия,
 Durmanov130266@rambler.ru

V.P. ANTIPIN, PhD in Engineering
V.D. VALYAZHONKOV, PhD in Engineering
M.YA. DURMANOV
V.N. KULIKOV, PhD in Physics and Mathematics
 A.O. Mikhaylov PhD in Engineering
 Saint Petersburg State Forest Technical University,
 Saint Petersburg, Russia, Durmanov130266@rambler.ru

В соответствии с функциональным назначением проектируемого трактора выбирают тип и параметры трансмиссии согласно техническому заданию. Однако динамическая нагруженность вносит коррективы в показатели машинно-тракторного агрегата. Например, в транспортном режиме на поверхности состояния амплитудно-частотной характеристики касательной силы тяги трактора К-744Р-05 при регулярной скорости $v = 3,6$ м/с, передаточном числе трансмиссии $i_t = 35,35$, на частоте $\omega = 8,0$ с⁻¹ амплитуда увеличивается до 16,62 кН, сопровождаемая «галоппированием» машинно-тракторного агрегата. Поверхность амплитудно-частотной характеристики получена расчетным путем, а коробка передач принята как «бесступенчатый вариатор», ограниченный передаточными числами трансмиссии $i_t = 126,10$ и $i_t = 20,30$. Это позволяет уточнять амплитуду колебаний между ближайшими ступенями коробки передач и корректировать передаточные числа i_t . Вычислены также фазо-частотные характеристики компонентов динамической составляющей касательной силы тяги: инерционные силы и силы от колебаний машинно-тракторного агрегата в продольно-вертикальной плоскости. Установлено, что с уменьшением межосевого расстояния на 12,5 % (до 2,8 м) амплитуда увеличилась на 0,49 кН (2,9 %), а количество затрачиваемой энергии – до 103,2 кДж/с, что больше на 14,46 кДж/с (14,0 %), чем при штатном межосевом расстоянии $l = 3,2$ м. При межосевом расстоянии, увеличенном на 25 % (с 3,2 до 4,0 м), амплитуда снизилась на 0,6 кН (3,6 %), а количество энергии на 16,4 кДж/с (18,5 %). Увеличение фазового запаздывания сил в зависимости от колебаний машинно-тракторного агрегата в продольно-вертикальной плоскости с 45 до 59,9° снижает динамическую нагруженность, а снижение фазы инерционных сил с 13,6 до 12,8° продолжает поддерживать «галоппирование». После корректировки передаточного числа трансмиссии на первой передаче четвертого режима с $i_t = 35,8$ на $i_t = 29,42$ понизились: регулярная составляющая касательной силы тяги на 7,1 кН (17,9 %); суммарно затрачиваемая мощность на 23,4 кВт (9,7 %); часовой расход топлива на 5,2 кг/ч; расход масла на угар на 56 г/ч. Одновременно увеличилась скорость движения на 0,77 м/с (21,6 %).

Ключевые слова: трактор, энергозатраты машинно-тракторного агрегата, динамическая нагруженность, трансмиссия, межосевое расстояние, амплитудно-частотная и фазо-частотная характеристики.

In accordance with the functional purpose of the designed tractor, the type and parameters of the transmission are selected according to the terms of reference. However, dynamic loading introduces adjustments to the parameters of the machine-tractor unit. For example, in the transport mode on the surface of the state of the amplitude-frequency characteristic of the tangential traction force of the tractor K-744P-05 at a regular speed $v = 3,6$ m/s, the gear ratio of the transmission $i_t = 35,35$, at a frequency $\omega = 8,0$ S⁻¹, the amplitude increases to 16.62 kN, accompanied by a «galloping» of the machine-tractor unit. The surface of the amplitude-frequency characteristic is obtained by calculation, and the transmission is adopted as a «stepless variator», limited by the gear ratio $i_t = 126,10$ and $i_t = 20,30$. This allows you to refine the amplitude of the oscillations between the nearest gear stages and adjust the gear ratios of it value. The phase-frequency characteristics of the components of the dynamic component of the tangential pulling force are also calculated: inertial forces and forces from oscillations of the machine-tractor unit in the longitudinal-vertical plane. It was found that with the decrease in the center-to-center distance by 12,5 % (up to 2,8 m), the amplitude increased by 0,49 kN (2,9 %), and the amount of energy expended – up to 103,2 kJ / s, which is more by 14,46 kJ / s (14,0 %) than at the nominal interaxial distance $l = 3,2$ m. At the interaxial distance increased by 25 % (from 3,2 to 4,0 m), the amplitude decreased by 0,6 kN (3,6 %), and the amount of energy by 16,4 kJ / s (18,5 %). The increase in the phase delay of forces from oscillations of the machine-tractor aggregate in the longitudinally vertical plane from 45 to 59,9° reduces dynamic loading, and the reduction in the phase of inertial forces from 13,6 to 12,8° continues to support «galloping». After adjusting the transmission ratio of the transmission in the first gear of the fourth mode from $i_t = 35,8$ to $i_t = 29,42$, the regular component of the tangential traction force was decreased by 7,1 kN (17,9 %); total power consumption by 23,4 kW (9,7 %); hour fuel consumption by 5,2 kg / h; the oil consumption on the burn by 56 g/h. Simultaneously, the speed of movement increased by 0,77 m/s (21,6 %).

Keywords: tractor, power inputs of the machine-tractor unit, dynamic loading, transmission, interaxial distance, amplitude-frequency and phase-frequency characteristics.

Введение

В соответствии с функциональным назначением проектируемого трактора, согласно изложенному обоснованию [1], можно выбрать тип трансмиссии, при котором будут выполняться основные требования, заложенные в техническом задании (ТЗ). Однако, как следует из результатов выполненных исследований, динамическая нагруженность вносит существенные коррективы в фактические показатели машинно-тракторного агрегата (МТА).

Цель исследования

Целью исследования является разработка предложений по учету динамической нагруженности узлов создаваемого при проектировании машинно-тракторного агрегата.

Материалы и методы

Например, в транспортном режиме на поверхности состояния амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) касательной силы тяги МТА (рис. 1) при регулярной скорости $v_0 \approx 3,6$ м/с, соответствующей передаточному числу трансмиссии $i_T = 35,35$, на частоте $\omega = 8,0$ с⁻¹ колебаний нагрузки на ведущих колесах и в силовой передаче трактора наблюдается увеличение амплитуды динамической составляющей касательной силы тяги до 16,62 кН. При таких режимах функционирования МТА это состояние представляет собой «галопирование».

Поверхность состояния АЧХ касательной силы (рис. 1) получена расчетным путем при условии – коробка передач (КП) рассматривается как «бесступенчатый вариатор», ограни-

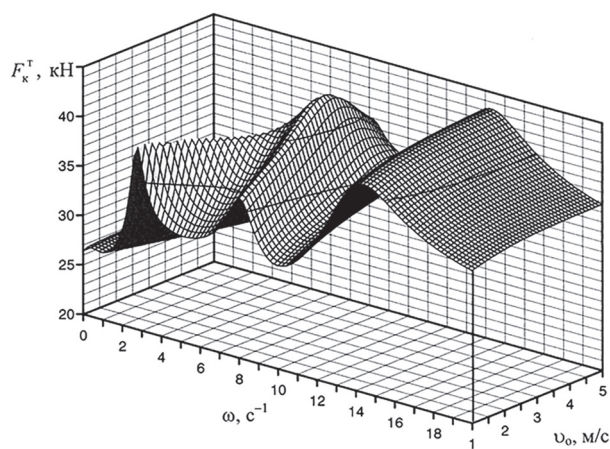


Рис. 1. Поверхность состояния АЧХ касательной силы тяги МТА на базе трактора К-744Р-05 с плугом ПУН-8-40 в транспортном режиме в зависимости от скорости движения

ченный передаточными числами трансмиссии $i_T = 126,10$ и $i_T = 20,30$. Это позволяет с большей точностью и достоверностью проследить поведение динамической составляющей касательной силы между двумя ближайшими ступенями КП и выполнить соответствующие корректировки при выборе передаточных чисел трансмиссии.

Расчеты поверхности состояния АЧХ касательной силы тяги выполнялись по известным формулам [2] для транспортного режима:

- регулярная составляющая касательной силы тяги:

$$F_{ко}^T = mg(\sin \alpha + f_{тк} \cos \alpha);$$

- динамическая составляющая касательной силы:

$$F_k^T(\omega, v_0) = F_n^a A_4 \omega \cdot |U_{11}(j\omega, v_0)| + f_{тк} |\Theta_b^T(j\omega, c_1)|;$$

где m – масса МТА, $m = m_T + m_{пл}$; m_T – масса трактора, $m_T = 13400$ кг; $m_{пл}$ – масса плуга, $m_{пл} = 2250$ кг; α – угол подъема участка пути, $\alpha = 3^\circ$; $g = 9,81$ м/с²; $f_{тк}$ – коэффициент трения качения трактора, $f_{тк} = 0,12$; F_n^a – амплитуда динамической составляющей нагрузки, при которой выполнялись исследования АЧХ частоты вращения двигателя ЯМЗ-238НД-5 на тормозном стенде [2], $F_n^a = 0,15 M_{ен}$; $M_{ен}$ – эффективный номинальный крутящий момент, $M_{ен} = 1239$ Н×м; R – радиус качения колеса, $R = 0,8$ м; $A_4 = \pi R m / 30 i_T$; $U_{11}(s)$ – передаточная функция частоты вращения коленчатого вала двигателя,

$$U_{11}(s) = \frac{\kappa_{д1}(T_2^2 s^2 + 2T_2 \xi_1 s + 1)}{(T_1 s + 1)(T_3^2 s^2 + 2T_3 \xi_2 s + 1)(T_4 s + 1)};$$

$\kappa_{д1}$ – коэффициент передачи двигателя, $\kappa_{д1} = 1,85$ (кН·мин)⁻¹; T_1, T_2, T_3, T_4 – постоянные времени, $T_1 = 0,796$; $T_2 = 0,370$; $T_3 = 0,199$; $T_4 = 0,183$; ξ_1, ξ_2 – коэффициенты затухания, $\xi_1 = 0,20$; $\xi_2 = 0,15$; $s = j\omega$; $j = \sqrt{-1}$; $\Theta_b^T(j\omega, c_1)$ – передаточная функция колебаний МТА в продольно-вертикальной плоскости,

$$\begin{aligned} \Theta_b^T(j\omega, c_1) &= z_0(c_1 + j\omega\beta_1) \cdot [\eta_1(j\omega) + \eta_2(j\omega)]; \\ \eta_1(j\omega) &= m_1\omega^2(c_1 - m_2\omega^2 + j\omega\beta_1) / \Delta(j\omega); \\ \eta_2(j\omega) &= m_2\omega^2(c_1 - m_1\omega^2 + j\omega\beta_1) / \Delta(j\omega); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta(j\omega) &= m_i^2(j\omega)^4 + m_\Sigma\beta_1(j\omega)^3 + \\ &+ (c_1 m_\Sigma + \beta_1^2)(j\omega)^2 + 2\beta_1 c_1(j\omega) + c_1^2; \end{aligned}$$

z_0 – высота микронеровностей, $z_0 = 0,03$ м; c_1 – жесткость шин передней и задней осей; $c_1 = 1500$ кН/м; β_1 – коэффициент диссипации шин передней и задней осей, $\beta_1 = 2v\sqrt{c_1 m_2}$; $v = 0,1$; $m_1 = 14670$ кг; $m_2 = 15941$ кг; $m_i^2 = 177,9 \times 10^6$ кг²; $m_\Sigma = 30611$ кг.

Количество энергии $\mathcal{E}(v_o, \omega)$, затрачиваемой на реализацию динамической составляющей касательной силы тяги:

$$\mathcal{E}(v_o, \omega) = \frac{1}{\omega_{\text{сн}}} \int_{v_o} \int_{\omega} F_k^T(v_o, \omega) d\omega dv_o,$$

где $\omega_{\text{сн}}$ – собственная низшая частота динамической составляющей.

С целью снижения влияния отрицательных «закономерностей», возникающих при динамических режимах функционирования, необходимо на стадии проектирования МТА предусматривать внесение корректив:

- при компоновке и распределении массы МТА на переднюю и заднюю оси;
- при определении расстояния между передней и задней осями, а также координат их положения относительно центра тяжести МТА;
- при оценке среднего удельного давления на грунт под колесными движителями и экологической совместимости МТА и природной среды;
- при выборе трансмиссии, в процессе деления гиперболы на отрезки дуг (на ступени КПП) и расчете передаточных чисел.

Необходимо, чтобы вероятность совпадения по частоте и фазе компонентов динамической составляющей касательной силы и их величина были минимальными.

Результаты исследования

Известно [3], что для возникновения состояния резонанса недостаточно совпадения собственной частоты системы с частотой возмущающего (или управляющего) воздействия – необходимо чтобы они совпадали или были близки по фазе. С этой целью вычислены также фазо-частотные характеристики (ФЧХ) компонентов динамической составляющей касательной силы: инерционных сил – $\varphi_1^*(v_o^* \omega^*)$, а также сил, создаваемых колебаниями МТА в продольно-вертикальной плоскости, – $\varphi_2^*(v_o^* \omega^*)$. Расчеты выполнены для различных значений межосевого расстояния с шагом приращения 0,1 м. Результаты расчетов изложены в табл. 1 и для наглядности представлены в виде графиков для двух крайних значений межосевого расстояния и промежуточного штатного межосевого расстояния $l = 3,2$ м.

На рис. 2 представлены АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы при межосевом расстоянии $l = 2,8$ м и жесткости подвеса $c_1 = 1500$ кН/м, а в табл. 1 – результаты исследования.

Очевидно, при $l = 2,8$ м, скорости движения $v_o^* = 3,16$ м/с, передаточном числе $i_T = 40,3$ на частоте $\omega_{c1} = 7,2$ с⁻¹ амплитуда динамической составляющей касательной силы тяги $F_{k1}^*(v_o, \omega) = 17,11$ кН, а количество энергии, затрачиваемой на реализацию динамической составляющей касательной силы тяги, ограниченной кривой

Таблица 1

Результаты исследования влияния конструктивных параметров, скорости движения и частоты колебаний нагрузки на динамическую составляющую касательной силы и затрачиваемой энергии МТА на базе трактора К-744Р-05 в транспортном режиме

$l, \text{м}$	$l_1, \text{м}$	$v_o^*, \text{м/с}$	i_T	$\omega_{c1}, \text{с}^{-1}$	$F_{k1}^*(v_o, \omega), \text{кН}$	$\mathcal{E}_1(v_o, \omega), \text{кДж/с}$	$\omega_o, \text{с}^{-1}$	$\omega_{c2}, \text{с}^{-1}$	$F_{k2}^*(v_o, \omega), \text{кН}$	$\mathcal{E}_2(v_o, \omega), \text{кДж/с}$	$\varphi_1^*, \text{град}$	$\omega_1^*, \text{с}^{-1}$	$\varphi_2^*, \text{град}$	$\omega_2^*, \text{с}^{-1}$
2,8	0,82	3,16	40,30	7,2	17,11	103,23	9,7	14,4	17,47	36,86	14,2	4,2	-37,7	11,0
2,9	0,86	3,28	38,82	7,4	16,98	99,01	9,9		17,21	35,70	–	–	–	–
3,0	0,91	3,39	37,56	7,6	16,85	95,23	10,0		16,97	34,64				
3,1	0,95	3,50	36,38	7,8	16,73	91,83	10,2	14,3	16,75	33,67	–	–	–	–
3,2	1,00	3,61	35,24	8,0	16,62	88,77	10,3		16,56	32,78				
3,3	1,05	3,72	34,23	8,2	16,51	85,99	10,5		16,38	31,96				
3,4	1,09	3,84	33,16	8,4	16,42	83,47	10,6		16,23	31,21				
3,5	1,14	3,95	32,24	8,5	16,33	81,18	10,8		16,09	30,52				
3,6	1,18	4,06	31,36	8,7	16,25	79,09	10,9		15,97	29,89				
3,7	1,23	4,16	30,61	8,9	16,18	77,18	11,0		15,87	29,31				
3,8	1,28	4,27	29,82	9,0	16,12	75,43	11,1		15,77	28,77				
3,9	1,32	4,38	29,07	9,2	16,07	73,82	11,3		15,70	28,27				
4,0	1,37	4,49	28,36	9,3	16,02	72,34	11,4		15,63	27,81	12,8	5,3	-59,9	12,3

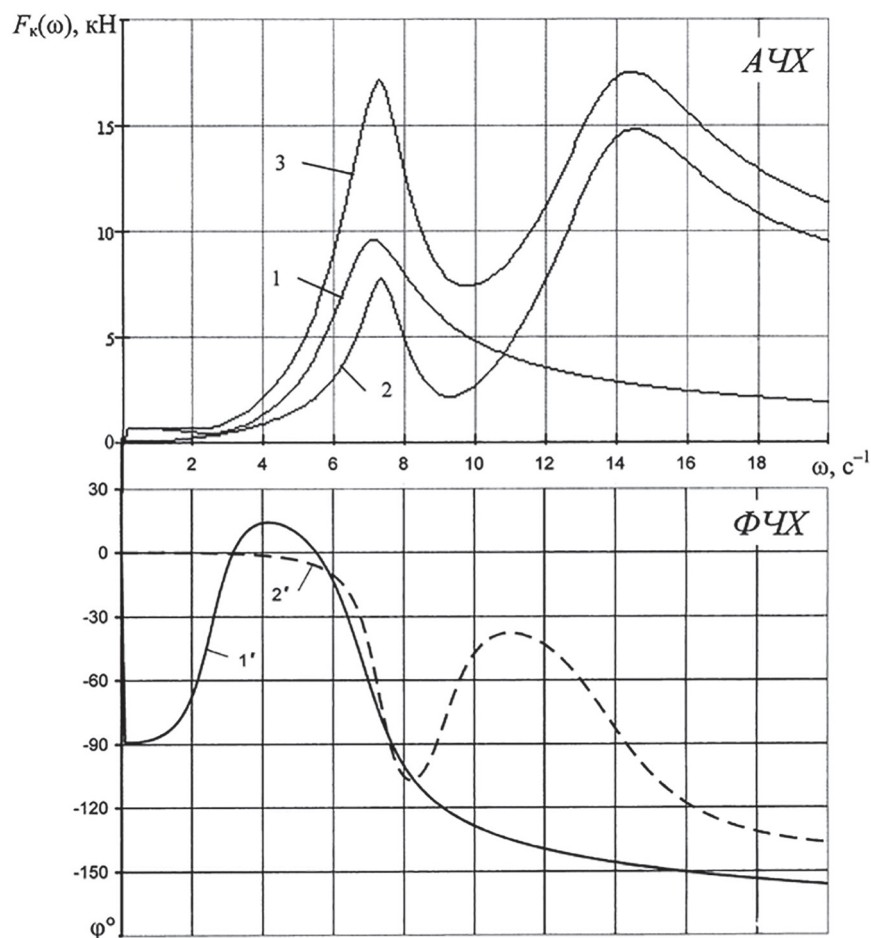


Рис. 2. АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы МТА на базе трактора К-744Р-05 с плугом ПУН-8-40 в транспортном режиме при межосевом расстоянии $l = 2,8$ м, скорости движения $v_0 = 3,16$ м/с и передаточном числе трансмиссии $i_T = 40,3$: 1, 1' – от действия инерционных сил; 2, 2' – от колебаний МТА в продольной плоскости; 3 – суммарная динамическая составляющая АЧХ

первого экстремума, $\mathcal{E}_1(v_0, \omega) = 103,23$ кДж/с. Амплитуда второго экстремума динамической составляющей $F_{k2}(v_0, \omega) = 17,47$ кН при $\omega_{c2} = 14,4$ с⁻¹, а количество затрачиваемой энергии $\mathcal{E}_2(v_0, \omega) = 36,86$ кДж/с. АЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы тяги имеют близкие собственные частоты: от инерционных сил $\omega_c = 7,0$ с⁻¹, $F_k(\omega) = 9,7$ кН (кривая 1); от сил, создаваемых колебаниями МТА в продольно-вертикальной плоскости, $\omega_c = 7,3$ с⁻¹ и $\omega_c = 14,5$ с⁻¹ с амплитудами 7,5 и 15,0 кН, соответственно (кривая 2).

ФЧХ инерционных сил (кривая 1') резко начинает запаздывать с $\omega = 0 \dots 0,01$ с⁻¹, отставая по фазе на угол $\varphi_1 \approx -90^\circ$ от колебаний динамической составляющей нагрузки на ведущих колесах и в силовой передаче. Затем фазовое запаздывание сокращается до $\varphi_1 \approx 0^\circ$ при $\omega = 3,0$ с⁻¹ и далее начинает опережать в диапазоне частот $\omega = 3,0 \dots 5,5$ с⁻¹ с экстремумом $\varphi_1 \approx 14,2^\circ$ при

$\omega = 4,2$ с⁻¹ (табл. 1). Такой характер поведения ФЧХ свидетельствует о способности системы к автоколебательному процессу и, как следствие, увеличению динамической нагруженности.

ФЧХ колебаний МТА в продольно-вертикальной плоскости (кривая 2') в диапазоне частот $\omega = 0 \dots 4,0$ с⁻¹ синфазны с колебаниями динамической составляющей нагрузки на ведущих колесах и в силовой передаче. Затем запаздывание увеличивается до $\varphi_2 = -105^\circ$ при $\omega = 8,2$ с⁻¹, после чего в диапазоне частот $\omega = 8,2 \dots 15,0$ с⁻¹ запаздывание по фазе снижается до $\varphi_2 = -37,7^\circ$ при $\omega = 11,0$ с⁻¹, что также способствует возникновению автоколебательного процесса и увеличению динамической нагруженности.

Источником возникновения автоколебательных процессов, как известно [4, 5], являются действия сил трения: в парах трения двигателя и трансмиссии; в системе подвеса, создаваемые продольно-вертикальными колебаниями МТА.

На рис. 3 представлены АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы при штатном межосевом расстоянии $l = 3,2$ м, жесткости подвеса $c_1 = 1500$ кН/м.

Очевидно (табл. 1), при штатном межосевом расстоянии, увеличенном на 12,5 % от исходного $l = 2,8$ м, скорости $v_0^* = 3,61$ м/с, передаточном числе $i_T = 35,24$ на частоте $\omega_{c1} = 8,0$ с⁻¹ амплитуда динамической составляющей касательной силы тяги понизилась с 17,11 до 16,62 кН – на 0,49 кН (2,9 %). Соответственно, количество энергии, затрачиваемой на реализацию динамической составляющей, ограниченной кривой первого экстремума, снизилось с 103,23 до 88,77 кДж/с – на 14,46 кДж/с (14,0 %). Амплитуда второго экстремума динамической составляющей $F_{k2}(v_0, \omega) = 16,56$ кН при $\omega_{c2} = 14,3$ с⁻¹, что на 0,91 кН (5,2 %) меньше, а количество затрачиваемой энергии $\mathcal{E}_2(v_0, \omega) = 32,78$ кДж/с. Это на

4,08 кДж/с (11,0 %) меньше, чем при межосевом расстоянии $l = 2,8$ м.

Понизились по величине и сместились по частоте ω и фазе φ компоненты: экстремальный максимум инерционных сил – с $\omega = 4,2$ с⁻¹ и фазовом опережении динамической нагрузки на $\varphi_1^* = 14,2^\circ$ к $\omega = 4,6$ с⁻¹ с опережением по фазе на $\varphi_1^* = 13,6^\circ$; по ФЧХ колебаний МТА в продольно-вертикальной плоскости экстремальный максимум сместился с $\omega = 8,0$ к $9,0$ с⁻¹ с запаздыванием на $\varphi_2 = -100^\circ$. Однако с дальнейшим увеличением частоты фазовое запаздывание снижается и при $\omega = 11,5$ с⁻¹ составляет $\varphi_2^* = -45^\circ$.

Очевидно, с увеличением межосевого расстояния на 12,5 % увеличивается фазовое запаздывание с $-37,7$ до $-45,0^\circ$ (на 19,3 %), что способствует понижению величины затрачиваемой энергии до $\mathcal{E}_1(v_0, \omega) = 88,77$ кДж/с (на 14,0 %),

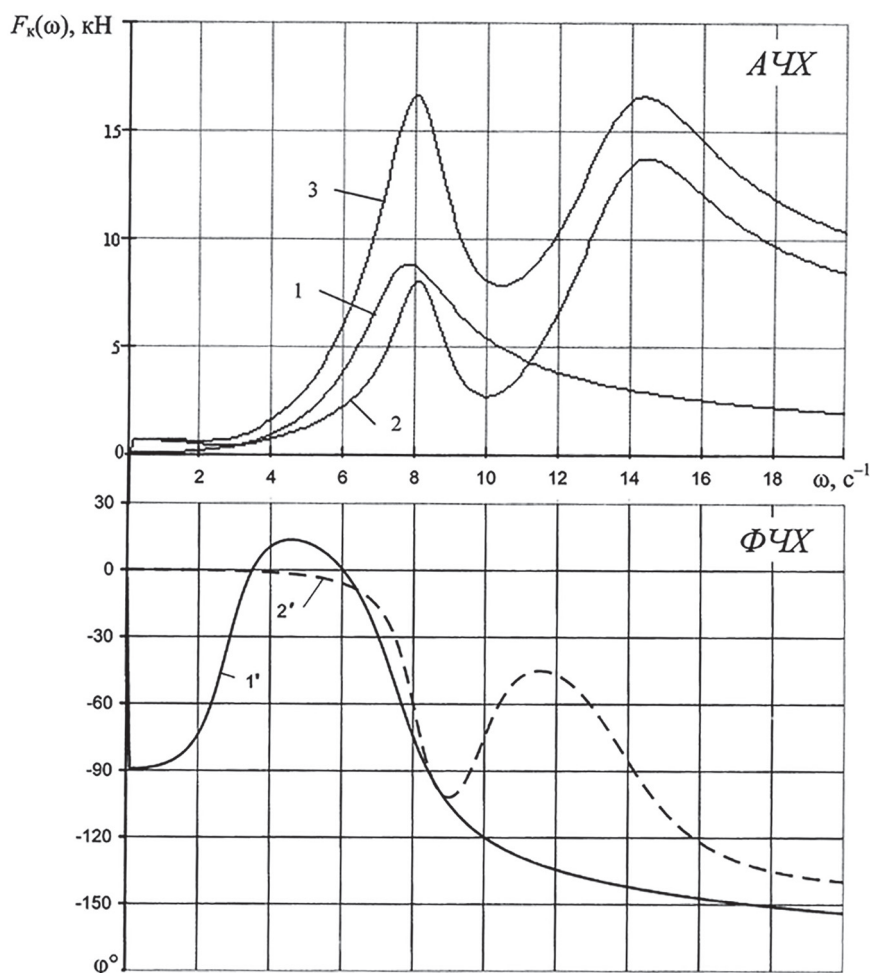


Рис. 3. АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы МТА на базе трактора К-744Р-05 с плугом ПУН-8-40 в транспортном режиме при межосевом расстоянии $l = 3,2$ м, скорости движения $v_0 = 3,61$ м/с и передаточном числе трансмиссии $i_T = 35,24$: 1, 1' – от действия инерционных сил; 2, 2' – от колебаний МТА в продольной плоскости; 3 – суммарная динамическая составляющая АЧХ

а на реализацию динамической составляющей касательной силы тяги, ограниченной кривой второго экстремума, – до $\mathcal{E}_2(v_o, \omega) = 32,78$ кДж/с (на 11,0 %) (табл. 1).

На рис. 4 представлены АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы тяги при межосевом расстоянии $l = 4,0$ м. Очевидно, при межосевом расстоянии, увеличенном на 25,0 % от штатного ($l = 3,2$ м), и скорости $v_o^* = 4,49$ м/с, передаточном числе $i_T = 28,36$ на частоте $\omega_{c1} = 9,3$ с⁻¹ амплитуда динамической составляющей первого экстремума понизилась с 16,62 до 16,02 кН – на 0,6 кН (3,6 %). Соответственно, количество энергии $\mathcal{E}_1(v_o, \omega)$, затрачиваемой на реализацию динамической составляющей, ограниченной кривой первого экстремума, снизилось с 88,77 до 72,34 кДж/с – на 16,43 кДж/с (18,5 %). Амплитуда второго экстремума динамической составляю-

щей $F_{k2}(v_o, \omega) = 15,63$ кН при $\omega = 14,3$ с⁻¹ – на 0,93 кН (5,6 %) меньше, а количество затрачиваемой энергии $\mathcal{E}_2(v_o, \omega) = 27,81$ кДж/с. Это на 4,97 кДж/с (15,0 %) меньше, чем при штатном межосевом расстоянии.

Понизились по величине и сместились по частоте ω и фазе φ экстремумы компонентов: инерционных сил – с $\omega = 4,6$ с⁻¹ при фазовом опережении динамической нагрузки на $\varphi_1^* = 13,6^\circ$ к $\omega = 5,3$ с⁻¹ с фазовым опережением $\varphi_1^* = 12,8^\circ$; по ФЧХ колебаний МТА в продольно-вертикальной плоскости – с $\omega = 9,0$ с⁻¹ и запаздыванием $\varphi_2 = -100^\circ$ (рис. 3) к $\omega = 10,5$ с⁻¹ и $\varphi_2 = -90^\circ$ (рис. 4). При этом с увеличением частоты ω фазовое запаздывание уменьшается и при $\omega = 12,3$ с⁻¹ составляет $\varphi_2^* = -59,9^\circ$.

Очевидно, с увеличением межосевого расстояния на 25,0 % увеличивается фазовое запаздывание с -45 до $-59,9^\circ$ (на 33,0 %), что спо-

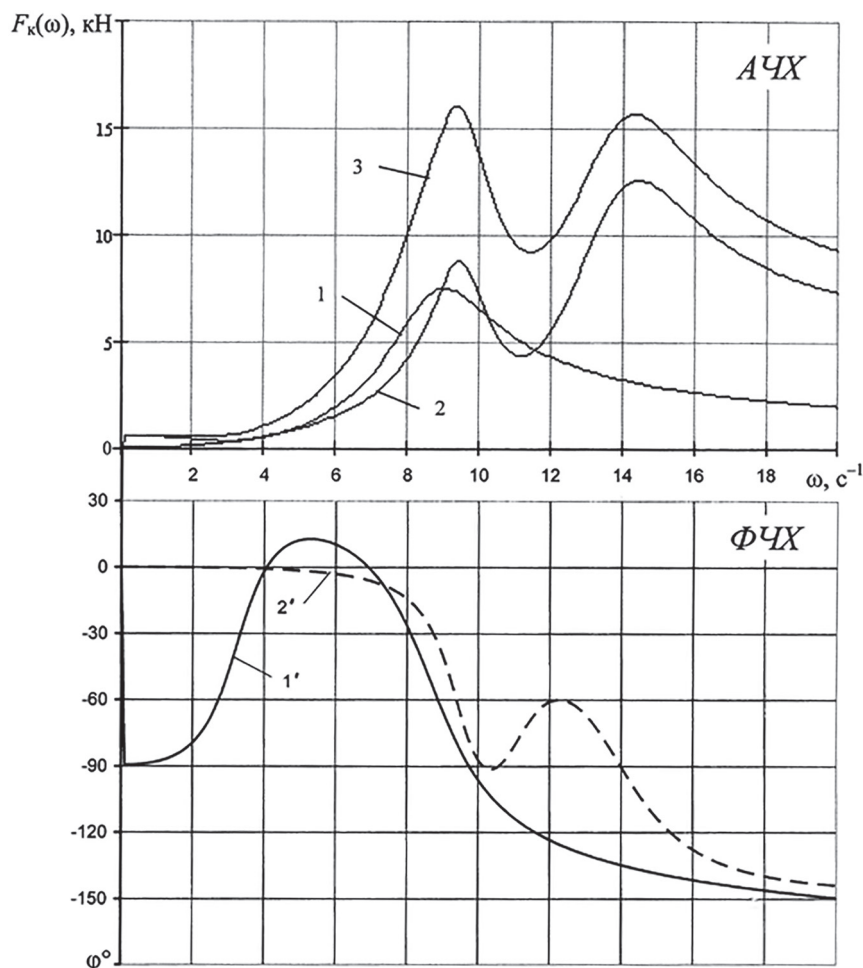


Рис. 4. АЧХ и ФЧХ компонентов динамической составляющей касательной силы МТА на базе трактора К-744Р-05 с плугом ПУН-8-40 в транспортном режиме при межосевом расстоянии $l = 4,0$ м, скорости движения $v_o = 4,49$ м/с и передаточном числе трансмиссии $i_T = 28,36$: 1, 1' – от действия инерционных сил; 2, 2' – от колебаний МТА в продольной плоскости; 3 – суммарная динамическая составляющая АЧХ

способствует снижению величины затрачиваемой энергии до 72,34 кДж/с (на 18,5 %), а на реализацию динамической составляющей касательной силы тяги, ограниченной кривой второго экстремума, – до $\mathcal{E}_2(v_0, \omega) = 27,81$ кДж/с (на 15,0 %) (табл. 1).

Следовательно, при проектировании трактора (МТА) в процессе компоновки необходимо при выборе межосевого расстояния уточнять передаточные числа i_T , скорости v_0 и частоты ω_c , при которых возможно возникновение эффекта «галоупирования», сопровождаемого повышенной динамической нагруженностью и увеличением энергозатрат.

В качестве примера проиллюстрируем результаты корректировки передаточных чисел штатной 16-ступенчатой КП [1]. На первой передаче IV режима при передаточном числе $i_T = 35,8$ скорость $v_0 = 3,56$ м/с (табл. 2). Как отмечалось в начале статьи, в транспортном режи-

ме на поверхности состояния АЧХ касательной силы исследуемого МТА с штатной жесткостью подвеса (рис. 1) при скорости $v_0 \approx 3,6$ м/с и частоте $\omega = 8,0$ с⁻¹ наблюдается зона экстремальных значений динамической составляющей касательной силы тяги. Следовательно, на данной передаче возможно возникновение эффекта «галоупирования». Для его предотвращения скорректируем передаточный ряд штатной КП путем изменения передаточных чисел, а следовательно, и скоростей движения МТА.

Очевидно, вследствие корректировки передаточных чисел (табл. 3) понизились: регулярная составляющая касательной силы тяги с 39,6 до 32,5 кН – на 7,1 кН (17,9 %); суммарно затрачиваемая мощность с 243,2 до 219,8 кВт – на 23,4 кВт (9,7 %); часовой расход топлива с 53,5 до 48,3 кг/ч – на 5,2 кг/ч (9,7 %); расход масла на угар с 568 до 512 г/ч – на 56 г/ч (9,7 %). Регулярная скорость движения в транспортном

Таблица 2

Предельные значения показателей МТА на базе трактора К-744Р-05 со штатной 16-ступенчатой КП

№ передачи (режим)	i_T	$F_{ко}$, кН	v_0 , м/с	N_0 , кВт	$ \Delta F_k $, кН	$ \Delta v $, м/с	ΔN , кВт	N_{Σ} , кВт	B , кг/ч	C_{cir} , г/ч
3 (III)	40,1	44,3	3,18	176,0	7,5	0,64	65,4	241,4	53,06	563
4 (III)	33,3	36,8	3,82							
1 (IV)	35,8	39,6	3,56		6,9	0,74	67,1	243,2	53,50	568
2 (IV)	29,6	32,7	4,30		5,6	0,90	67,1	243,0	53,46	567
3 (IV)	24,5	27,1	5,20		4,6	1,07	66,4	242,5	53,31	565
4 (IV)	20,3	22,5	6,27							

Таблица 3

Предельные значения показателей МТА на базе трактора К-744Р-05 со штатной 16-ступенчатой КП после корректировки передаточного ряда

№ передачи (режим)	i_T	$F_{ко}$, кН	v_0 , м/с	N_0 , кВт	$ \Delta F_k $, кН	$ \Delta v $, м/с	ΔN , кВт	N_{Σ} , кВт	B , кг/ч	C_{cir} , г/ч
3 (III)	40,10	44,3	3,18	176,0	7,5	0,64	65,4	241,4	53,06	563
4 (III)	33,30	36,8	3,82							
1 (IV)	29,42	32,5	4,33		4,3	0,51	43,8	219,8	48,30	512
2 (IV)	26,00	28,8	4,90		3,8	0,57	43,6	219,6		
3 (IV)	22,97	25,4	5,54		3,4	0,64	43,5	219,5		
4 (IV)	20,30	22,5	6,27		2,9	0,73	43,4	219,4		

Примечание. Для режима IV – коэффициент передаточного ряда $i_{пр}=1,1317$.

режиме на первой передаче IV режима увеличилась с 3,56 до 4,33 м/с – на 0,77 м/с (21,6 %), свидетельствуя о эффективности выполненной корректировки передаточных чисел.

Выводы

1. Установлено, что причиной повышенной динамической нагруженности компонентов касательной силы тяги и возникновения эффекта «галоирования» МТА в транспортном режиме являются близость собственных частот компонентов АЧХ касательной силы – инерционных сил и сил, создаваемых колебаниями МТА в продольно-вертикальной плоскости.

2. ФЧХ инерционных сил имеют экстремум в диапазоне низких частот и опережают по фазе динамическую составляющую нагрузки от $\varphi_1 = 14,2^\circ$ при частоте $\omega = 4,2 \text{ с}^{-1}$, межосевом расстоянии $l = 2,8 \text{ м}$, скорости $v_0 = 3,16 \text{ м/с}$, соответствующей передаточному числу $i_t = 40,30$, до $\varphi_1 = 12,8^\circ$ при $\omega = 5,3 \text{ с}^{-1}$, межосевом расстоянии $l = 4,0 \text{ м}$, скорости $v_0 = 4,49 \text{ м/с}$, соответствующей передаточному числу трансмиссии $i_t = 28,36$. Это передаточные числа, скорости движения и частоты, при которых возможно возникновение эффекта «галоирования», сопровождаемого повышенной динамической нагруженностью и энергозатратами.

Для снижения этих отрицательных эффектов необходимо, на стадии проектирования МТА, выполнять корректировку передаточного ряда КП для выбранного межосевого расстояния с учетом динамических режимов нагружения.

Литература

1. Антипин В.П., Власов Е.Н., Каршев Г.В., Куликов В.Н., Елифанова А.Ю. Производительность и

энергозатраты машинно-тракторного агрегата // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 8. С. 23–28.

2. Антипин В.П. Энергозатраты машинно-тракторного агрегата. СПб: СПбГПУ, 2012. 324 с.
3. Трофимова Т.И. Курс физики. М.: Высшая школа, 1990. 478 с.
4. Кудинов В.А. Природа автоколебаний при трении // Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов. Сб. трудов. М.: Машгиз, 1958. С. 251–273.
5. Толстой Д.М., Борисова Г.А., Григорьева С.Р. Роль собственных контактных колебаний нормального направления при трении // О природе трения твердых тел. Сб. трудов. Минск: Техника, 1971. 116 с.

References

1. Antipin V.P., Vlasov E.N., Karshev G.V., Kulikov V.N., Epifanova A.Yu. The productivity and power inputs of the machine-tractor unit. Traktory i sel'khoz mashiny. 2013. No 8, pp. 23–28 (in Russ.).
2. Antipin V.P. Energozatraty mashinno-traktornogo agregata [Power inputs of the machine-tractor unit]. SPb: SPbGPU Publ., 2012. 324 p.
3. Trofimova T.I. Kurs fiziki [Course of Physics]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1990. 478 p.
4. Kudinov V.A. The nature of auto-oscillations in friction. Issledovanie kolebaniy metallorazhreshchikh stankov pri rezanii metallov. Sb. trudov [Research of oscillations of metal-cutting machine tools at metal cutting. Collection of papers]. Moscow: Mashgiz Publ., 1958, pp. 251–273 (in Russ.).
5. Tolstoy D.M., Borisova G.A., Grigor'eva S.R. The role of proper contact oscillations of the normal direction in friction. O prirode treniya tverdykh tel. Sb. trudov [The nature of friction of solids. Collection of papers]. Minsk: Tekhnika Publ., 1971. 116 p.

ХАРАКТЕРИСТИКА ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА РАБОТУ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

CHARACTERISTICS OF EXTERNAL INFLUENCES ON THE OPERATION OF MACHINE-TRACTOR UNITS

С.И. КАМБУЛОВ, д.т.н.

В.Б. РЫКОВ, д.т.н.

И.В. БОЖКО, к.т.н.

В.В. КОЛЕСНИК

ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», Зерноград,
Россия, kambulov.s@mail.ru

S.I. KAMBULOV, DSc in Engineering

V.B. RYKOV, DSc in Engineering

I.V. BOZHKO, PhD in Engineering

V.V. KOLESNIK

The Federal State Budget Scientific Institution «Agrarian Science
Center «Donskoy», Zernograd, Russia, kambulov.s@mail.ru

Наиболее существенной особенностью работы сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов является случайный характер внешних воздействий, который определяет их выходные показатели. Основной задачей теории сложных систем следует считать разработку методов, позволяющих на основе их функционирования получение характеристик отдельных элементов и анализа взаимодействия между этими элементами и внешней средой, определение характеристик системы в целом. Цель исследования – анализ характеристик внешних воздействий как реакции на работу машинно-тракторных агрегатов. При решении многих задач земледельческой механики (исследования технологических и производственных процессов, построение моделей и синтез параметров рабочих органов и агрегатов) необходимо учитывать внешние факторы, которыми обуславливаются главные закономерности различных процессов. Процесс работы агрегата можно представить в виде множества состояний – векторов выходных величин: агротехнических, технологических, кинематических, энергосиловых и т.д. Роль входных величин играют внешние условия и управляющие воздействия, которые также обладают определенным множеством состояний. Внешними воздействиями на агрегат являются технологические, эксплуатационные и конструктивные факторы, к числу которых можно отнести сопротивление почвы, профиль поверхности поля, физико-механические свойства обрабатываемого материала (плотность почвы, влажность почвы и др.), техническое состояние рабочих органов машин, глубина обработки. С увеличением скорости движения уменьшается корреляционная связь между сечениями случайной функции. При увеличении скорости движения значения спектральной плотности уменьшаются, а ее максимальное значение смещается в сторону более высоких частот; разброс значений случайной функции относительно математического ожидания увеличивается с увеличением скорости агрегата; по корреляционным функциям и спектральным плотностям можно установить основные параметры случайных процессов, дисперсии, средние квадратические отклонения, преобладающие в процессе частоты и соответствующие им периоды, распределения дисперсий по частотам, которые необходимы для установления параметров выходных показателей, характеризующих уровень функционирования сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов.

Ключевые слова: внешнее воздействие, машинно-тракторный агрегат, корреляционная функция, спектральная плотность, тяговое сопротивление.

The most significant feature of the operation of agricultural machine-tractor aggregates is the random nature of external influences, which determines its output indices. The main task of the theory of complex systems should be considered the development of methods that allow on the basis of their functioning to obtain the characteristics of individual elements and analyze the interaction between these elements and the external environment, to determine the characteristics of the system as a whole. The purpose of the study is to analyze the characteristics of external influences as a reaction to the operation of machine-tractor units. When solving many problems of agricultural mechanics (researching technological and production processes, building models and synthesizing the parameters of working organs and aggregates), it is necessary to take into account the external factors that determine the main regularities of various processes. The process of operation of the unit can be represented in the form of a set of states - vectors of output quantities: agrotechnical, technological, kinematic, energy-power and so on. The role of input quantities is played by external conditions and control actions, which also have a certain set of states. External influences on the unit are technological, operational and constructive factors, the number of which include soil resistance, the surface profile of the field, the physical and mechanical properties of the material being processed (soil density, soil moisture, etc.), the technical condition of the machine working bodies, and the depth of processing. As the speed of motion increases, the correlation between the sections of the random function decreases. As the speed of motion increases, the spectral density decreases, and its maximum value shifts towards higher frequencies; spread of the values of random function with respect to the mathematical expectation increases with increasing aggregate speed; by correlation functions and spectral densities, it is possible to establish the main parameters of random processes, variances, the mean square deviations prevailing in the frequency process and the corresponding periods, the dispersion distributions over frequencies that are necessary to establish the parameters of the output indicators characterizing the level of functioning of agricultural machine-tractor aggregates.

Keywords: external influence, machine-tractor unit, correlation function, spectral density, traction resistance.

Введение

Сельскохозяйственные машинно-тракторные агрегаты (МТА) представляют собой сложные динамические системы, работающие в условиях изменяющихся внешних воздействий. Разнородность назначения элементов этих сложных систем, наличие большого количества действующих на них факторов, функционирование в случайных условиях приводит к разнообразию описания их элементов.

Основной задачей теории сложных систем следует считать [1–3] разработку методов, позволяющих на основе их функционирования получение характеристик отдельных элементов и анализа взаимодействия между этими элементами и внешней средой, определение характеристик системы в целом. Единственным методом, существующим в настоящее время и позволяющим находить характеристики сложных систем, является метод машинного моделирования.

Наиболее существенной особенностью работы сельскохозяйственных МТА является случайный характер внешних воздействий, который определяет их выходные показатели.

Второй особенностью работы сельскохозяйственных МТА является их многомерность, т.е. наличие взаимосвязанных входных и выходных переменных, число которых зависит от типов агрегатов, условий работы и др. Сложность изучения таких систем состоит в том, что каждое входное воздействие может оказывать влияние на несколько выходных показателей.

Третьей особенностью сельскохозяйственных МТА является вариативность их параметров во времени, что изменяет закономерности внешних воздействий на них, а следовательно, и на выходные показатели.

К особенностям функционирования сельскохозяйственных МТА следует отнести и то, что наиболее полную и достоверную информацию о реальных ситуациях их работы можно получить в результате проведения экспериментов. Но никакое множество реализаций случайного процесса не может дать исчерпывающую информацию о процессе, так как количество реализаций всегда ограничено [4, 5]. Поэтому реально всякая статистическая характеристика, полученная аппаратным путем, отличается от вероятностной (теоретической). Найденную статистическую характеристику принимают за вероятностную и назначают оценки, т.е. всегда имеется некоторая доля ошибок.

Цель исследования

Целью исследования является анализ характеристик внешних воздействий как реакции на работу МТА.

Материалы и методы

При решении многих задач земледельческой механики (исследования технологических и производственных процессов, построение моделей и синтез параметров рабочих органов и агрегатов) необходимо учитывать внешние факторы, которыми обуславливаются главные закономерности различных процессов. Все технологические, эксплуатационные и технико-экономические параметры, связанные с условиями работы агрегатов, относятся к категории случайных: к многомерным случайным величинам (при изучении статических моделей) и случайным функциям (при изучении динамики процессов). При этом возникает необходимость статистического описания характеристик внешних условий и процессов [6].

Процесс работы агрегата можно представить в виде множества состояний – векторов выходных величин: агротехнических, технологических, кинематических, энерго-силовых и т.д. Роль входных величин играют внешние условия и управляющие воздействия, которые также обладают определенным множеством состояний.

При этом, в любой момент времени на достаточно большом почвенном массиве можно отыскать большое число ограниченных по размерам участков со статистически изотропными агротехническими и физическими характеристиками, обеспечивающими определенную однородность различных показателей машины. Аналогично представлениям статистической физики [7] линейный l_i и временной τ_i масштабы этих участков (τ_i – время, в течение которого сохраняется стационарное состояние физических параметров или показателей работы) будут характеризовать стационарную микроструктуру процесса, статистические параметры которой не зависят от времени. Тогда нестационарный процесс как случайный поток можно трактовать как некоторый квазистационарный сигнал, обладающий рядом характерных стационарных структур, которые связаны с временным его масштабом и скачком сменяют друг друга.

Результаты и обсуждения

Внешними воздействиями на агрегат являются технологические, эксплуатационные

и конструктивные факторы, к числу которых можно отнести сопротивление почвы, профиль поверхности поля, физико-механические свойства обрабатываемого материала (плотность почвы, влажность почвы и др.), техническое состояние рабочих органов машин, глубину обработки и т.д.

Из числа входных воздействий на МТА многие исследователи выделяют тяговое сопротивление и профиль поверхности поля, так как они существенно влияют на работу сельскохозяйственных агрегатов, снижают стабильность выполняемых технологических процессов, изменяют колебания машин, влияют на надежность их работы, повышают динамичность процессов.

На рис. 1 и 2 представлены фрагменты изменения тягового сопротивления агрегатов на базе трактора Т-150 на пахоте на глубину 20...22 см и на посеве зерновых культур при скорости движения соответственно 2 и 2,5 м/с.

Из рисунков видно, что каждая реализация изменяется в определенных пределах и имеет вполне определенное среднее значение. Во многих практических случаях (например, для определения возможностей агрегатирования с различными типами МТА) этих числовых характеристик вполне достаточно для оценки агрегата.

Однако известно [5, 8–11], что наиболее полными, исчерпывающими характеристиками случайных явлений являются законы их распределений, корреляционные функции и спектральные плотности.

На рис. 3 и 4 приведены плотности распределения тягового сопротивления агрегатов на базе трактора Т-150 и их динамика в зависимости от режимов работы МТА.

Выравнивание эмпирических частот экспериментальных данных проводилось с помощью закона нормального распределения:

$$f(x) = (\sigma_x \sqrt{2\pi})^{-1} \exp\left(-\frac{(x - m_x)^2}{2\sigma_x^2}\right), \quad (1)$$

где σ_x – среднее квадратическое отклонение случайной величины; m_x – математическое ожидание случайной величины.

Анализ рис. 3 и 4 показывает, что при изменении скорости движения агрегата Т-150 + ПЛП 6-35 от 2,0 до 2,79 м/с изменяются вероятностные характеристики тягового сопротивления. Математическое ожидание увеличивается от 24,4 до 31,2 кН, или на

29 %. При этом темп изменения тягового сопротивления агрегата составляет около 9 % на каждый километр увеличения скорости. Значительно увеличивается разброс тягового сопротивления. Так, среднее квадратическое отклонение увеличивается от 4,54 кН при скорости 2,0 м/с до 6,80 кН при скорости 2,84 м/с.

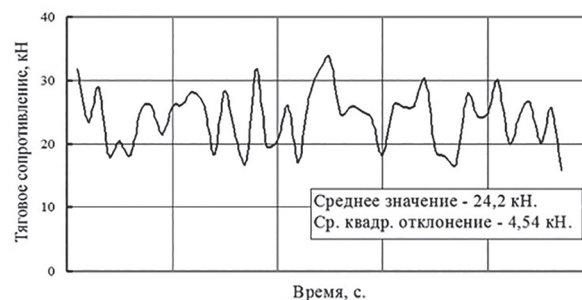


Рис. 1. Фрагмент изменения тягового сопротивления плуга (Т-150+ПЛП-6-35)

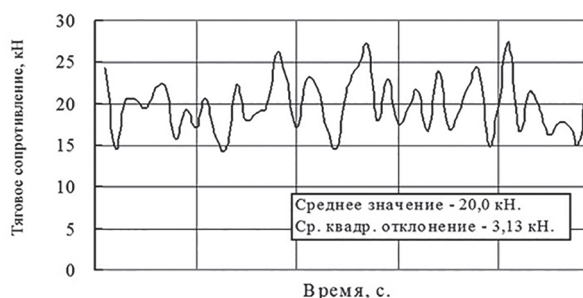


Рис. 2. Фрагмент изменения тягового сопротивления сеялки (Т-150+3СЗ-3,6)

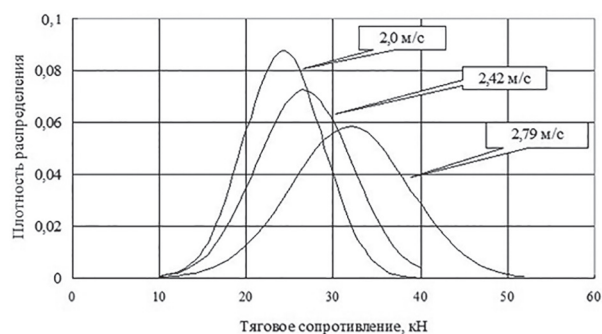


Рис. 3. Плотность распределения тягового сопротивления плуга

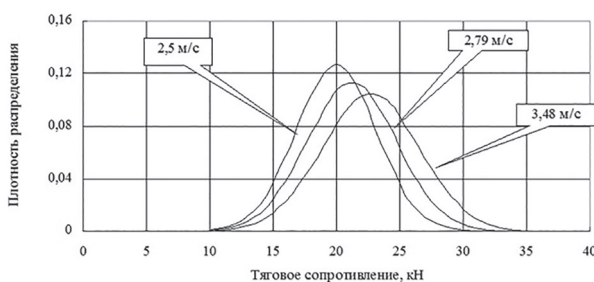


Рис. 4. Изменение плотности распределения тягового сопротивления посевного агрегата

При этом коэффициент вариации изменяется в пределах 18,0...22,0 %.

На посеве (агрегат Т-150+3СЗ-3,6) скорость движения изменялась от 2,5 до 3,48 м/с. Общие закономерности динамики параметров распределения тягового сопротивления такие же, как и на пахоте, т.е. с увеличением скорости движения агрегата увеличивается тяговое сопротивление и его разброс относительно математического ожидания. Так, математическое ожидание изменяется в пределах 20,1...23,4 кН, среднее квадратическое отклонение – в пределах 3,1...3,84 кН. Прирост тягового сопротивления на каждый километр скорости составляет 4,6 %. Коэффициент вариации увеличивается незначительно и составляет 14...16 %.

Корреляционные функции тягового сопротивления пахотного и посевного агрегатов приведены на рис. 5 и 6.

Кривые корреляционных функций, построенных по экспериментальным данным, имеют периодические составляющие, поэтому для их аппроксимации выбрано выражение, имеющее в своем составе периодическую функцию:

$$K_x(\tau) = D_x e^{-\alpha\tau} \cos\beta\tau, \quad (2)$$

где α – коэффициент, характеризующий интенсивность затухания корреляционной функции; β – коэффициент, характеризующий среднюю

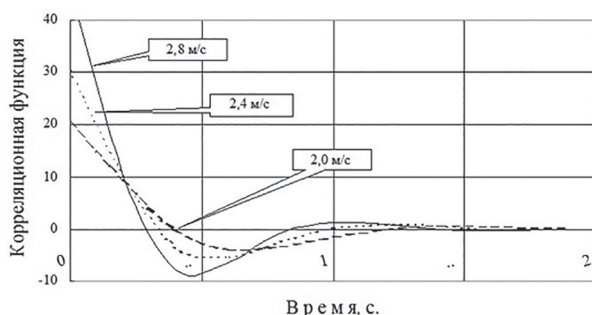


Рис. 5. Корреляционные функции тягового сопротивления плуга

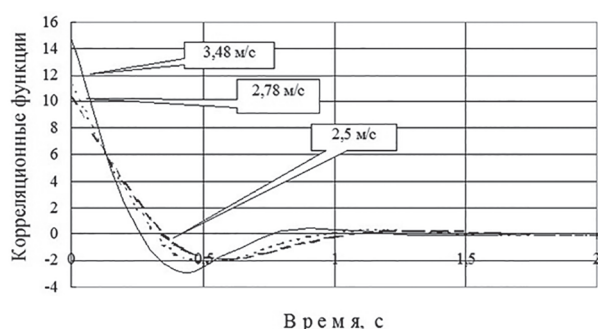


Рис. 6. Корреляционные функции тягового сопротивления посевного агрегата

частоту периодической составляющей случайного процесса; D_x – дисперсия случайного процесса.

Коэффициенты α и β определялись по следующим зависимостям [12, 13]:

$$\beta = \frac{\pi}{2\tau_k}; \quad \alpha = \frac{1}{\tau_1} \ln \left| \frac{\cos\beta\tau_1}{R_x(\tau_1)} \right|, \quad (3)$$

где τ_k – длительность корреляционной связи (абсцисса первого пересечения кривой корреляционной функции с осью абсцисс); τ_1 , $R_x(\tau_1)$ – абсцисса и значение первого минимума корреляционной функции.

Анализ характера изменения полученных кривых корреляционных функций показывает, что режимы работы агрегата оказывают существенное влияние на параметры корреляционных функций.

Так дисперсия случайного процесса, которая равна корреляционной функции при $\tau = 0$, с увеличением скорости движения увеличивается на пахоте с 20,6 кН² (при скорости движения агрегата 2,0 м/с) до 46,2 кН² (при скорости движения агрегата 2,8 м/с), что составляет 224 %. На посеве эти показатели соответственно равны 10,2 кН² (при скорости движения 3,2 м/с) и 14,75 кН² (при скорости движения 3,84 м/с), увеличение на 45 %.

Динамичность процесса с увеличением скорости движения тоже увеличивается, о чем можно судить по времени корреляционной связи между сечениями корреляционной функции. Так, на пахоте время корреляционной связи при скорости движения 2,8 м/с составляет 0,30 с, а при скорости движения 2,0 м/с – 0,42 с. Эти же показатели на посеве соответственно равны 0,27 (при скорости движения 3,48 м/с) и 0,38 (при скорости движения 2,5 м/с).

Изменение спектральных характеристик тягового сопротивления пахотных и посевных агрегатов показано на рис. 7 и 8.

Спектральные плотности были получены путем функционального преобразования корреляционной функции (2) по Фурье, в результате которого получена следующая формула для их определения:

$$S_x(\omega) = \frac{2\alpha}{\pi} \cdot \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{(\omega^2 - \alpha^2 - \beta^2) + 4\alpha^2\beta^2}, \quad (4)$$

где ω – частота.

Анализ кривых спектральных плотностей изменения тягового сопротивления пахотных и посевных агрегатов в зависимости от скоро-

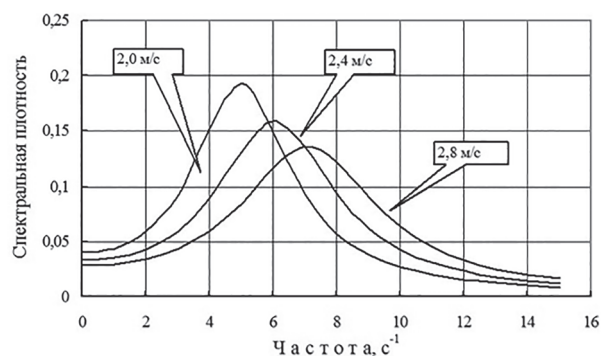


Рис. 7. Изменение спектральной плотности на пахоте

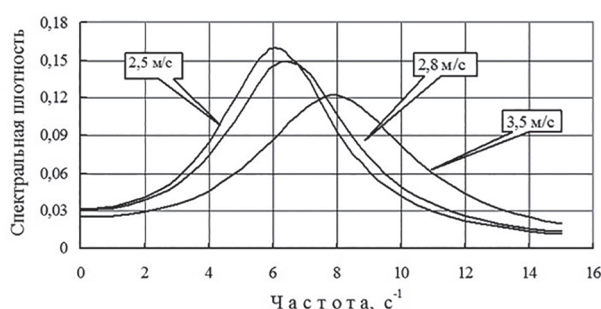


Рис. 8. Изменение спектральной плотности тягового сопротивления посевного агрегата

сти движения МТА показывает, что с увеличением скорости движения значение спектральной плотности уменьшается, а ее максимум смещается в сторону более высоких частот. Так, на пахоте при скорости движения 2,0 м/с максимум спектральной плотности соответствует частоте $4,95 \text{ с}^{-1}$, а при скорости движения 2,8 м/с – $7,21 \text{ с}^{-1}$. На посеве эти показатели соответственно равны $6,1 \text{ с}^{-1}$ (при скорости движения 2,5 м/с) и $7,9 \text{ с}^{-1}$ (при скорости движения 3,48 м/с). Частота среза спектральной плотности для обоих случаев почти одинакова и составляет $14...15 \text{ с}^{-1}$, а частоты, которым соответствует наибольшая спектральная плотность, изменяются в пределах: на пахоте $5...7 \text{ с}^{-1}$, на посеве $6...8 \text{ с}^{-1}$. Основная доля дисперсий на пахоте при скорости движения 2,0 м/с приходится на диапазон частот $4...6 \text{ с}^{-1}$, при скорости движения 2,8 м/с – на диапазон $5,5...8,8 \text{ с}^{-1}$. Таким образом, при повышении скорости движения спектральная плотность становится шире, корреляционная функция при этом имеет меньшее время корреляционной связи между сечениями.

Следовательно, с увеличением скорости движения случайная составляющая процесса усиливается. Такой же характер протекания имеет спектральная плотность тягового сопротивления посевного агрегата.

Период колебаний случайной функции, который соответствует максимальным значениям спектральной плотности, можно определить по формуле $T = 2\pi/\omega$. На пахоте при скорости движения агрегата 2,0 м/с этот период составляет 1,26 с, а при скорости движения агрегата 2,8 м/с – 0,86 с. На посеве эти показатели соответственно равны 1,03 с (при скорости 2,5 м/с) и 0,79 с (при скорости 3,5 м/с). Таким образом, с увеличением скорости движения период колебаний уменьшается.

Основные вероятностные характеристики профиля поверхности стерни в зависимости от скорости движения приведены на рис. 9–11.

Характеристиками профиля поверхности стерни, обработанной противозерозийными машинами, являются высота неровностей, длина

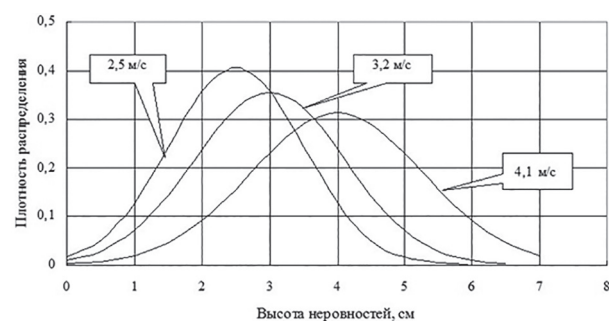


Рис. 9. Плотность распределения высоты неровностей поверхности стерни

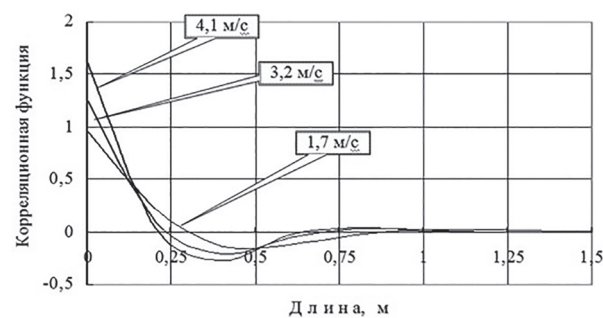


Рис. 10. Корреляционные функции профиля поверхности стерни

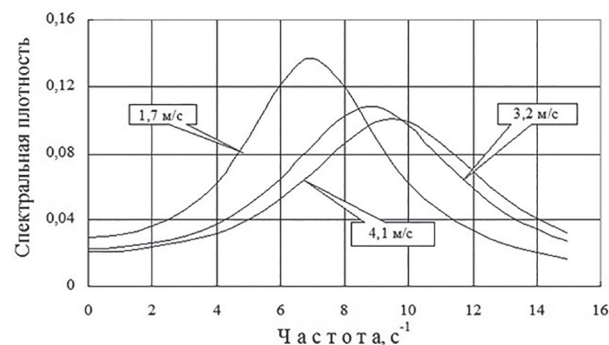


Рис. 11. Спектральные плотности профиля поверхности стерни

неровностей, а также параметры корреляционных функций и спектральных характеристик. Характер протекания приведенных характеристик значительно меняется с изменением скорости движения агрегата. Аргументом корреляционной функции является длина.

Спектральная плотность с увеличением скорости движения уменьшается, а ее максимальное значение смещается в сторону более высоких частот.

При этом, основной спектр дисперсий при скорости движения 1,7 м/с заключен в диапазоне частот 6...8 с⁻¹, а при скорости движения 4,1 м/с – в диапазоне 8...2 с⁻¹. Длина, соответствующая максимальному значению спектральной плотности ($L = 2\pi/\omega$), при скорости движения 1,7 м/с равна 0,9 м, а при скорости движения 4,1 м/с – 0,66 м. Эти размеры сравнимы с габаритами рабочих органов машин и длиной опорной поверхности опорных колес, следовательно, профиль поверхности поля будет вызывать интенсивные воздействия на МТА. Высота неровностей может быть установлена из корреляционной функции как $6\sigma_h = 5,76$ см (при скорости 1,7 м/с) и $6\sigma_h = 7,62$ см (при скорости 4,1 м/с). При этом среднеквадратическое отклонение определяется как корень квадратный из значений корреляционной функции при нулевом значении аргумента.

Выводы

Анализируя общие закономерности внешних воздействий, можно сделать следующие выводы:

- режимы работы МТА оказывают существенное влияние на параметры входных воздействий;
- с увеличением скорости движения уменьшается корреляционная связь между сечениями случайной функции;
- при увеличении скорости движения значения спектральной плотности уменьшаются, а ее максимальное значение смещается в сторону более высоких частот;
- разброс значений случайной функции относительно математического ожидания увеличивается с увеличением скорости агрегата;
- по корреляционным функциям и спектральным плотностям можно установить основные параметры случайных процессов, дисперсии, среднеквадратические отклонения, преобладающие в процессе частоты и соответствующие им периоды, распределения дис-

персий по частотам и др., которые необходимы для установления параметров выходных показателей, характеризующих уровень функционирования сельскохозяйственных МТА.

Литература

1. Камбулов С.И. Механико-технологические основы повышения уровня функционирования сельскохозяйственных агрегатов. Ростов н/Д: Изд-во ООО «Терра Принт», 2006. 304 с.
2. Калашников В.В. Сложные системы и методы их анализа. М.: Знание, 1980. 63 с.
3. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем. М.: Наука, 1978. 400 с.
4. Мирский Г.Я. Характеристики стохастической взаимосвязи и их измерения. М.: Энергоиздат, 1982. 319 с.
5. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Л.: Колос, 1981. 382 с.
6. Погорелый Л.В. Системный принцип прогнозирования типажа свеклоуборочных машин // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1971. № 11. С. 45–50.
7. Боголюбов Н.Н. Проблемы динамической теории в статистической физике. М.: Гостехиздат, 1946. 232 с.
8. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. Л.: Колос, 1978. 295 с.
9. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторных агрегатов. М.: Колос, 1974. 475 с.
10. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. М.: Высшая школа, 1977. 478 с.
11. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1969. 572 с.
12. Кербер В.Н. Повышение уровня функционирования сельскохозяйственных агрегатов на основе их моделирования: дис. ... д-ра техн. наук. С-Петербург, 1993. 435 с.
13. Ровный И.В., Борзов Н.А., Ровная М.И. Исследование характера неровностей поверхности поля в зависимости от режимов работы противозрозийных орудий // Вопросы механизации сельскохозяйственного производства Северного Казахстана. Сборник научных работ ЦилинНИИМЭСХ. Выпуск III. Алма-Ата: Кайнар, 1976. С. 64–72.

References

1. Kambulov S.I. Mekhaniko-tekhnologicheskie osnovy povysheniya urovnya funktsionirovaniya sel'skokhozyaystvennykh agregatov [Mechanic-technological basis for increasing the level of functioning of agricultural units]. Rostov n/D:

- Izd-vo OOO «Terra Print» Publ., 2006. 304 p.
2. Kalashnikov V.V. Slozhnye sistemy i metody ikh analiza [Complex systems and methods for their analysis]. Moscow: Znanie Publ., 1980. 63 p.
 3. Buslenko N.P. Modelirovanie slozhnykh system [Modeling of complex systems]. Moscow: Nauka Publ., 1978. 400 p.
 4. Mirskiy G.Ya. Kharakteristiki stokhasticheskoy vzaimosvyazi i ikh izmereniya [Characteristics of stochastic relationships and their measurement]. Moscow: Energoizdat Publ., 1982. 319 p.
 5. Lur'e A.B. Statisticheskaya dinamika sel'skokhozyaystvennykh agregatov [Statistical dynamics of agricultural aggregates]. Leningrad: Kolos Publ., 1981. 382 p.
 6. Pogorelyy L.V. System principle of forecasting the type of beet harvesters. Mekhanizatsiya, i elektrifikatsiya sotsialisticheskogo sel'skogo khozyaystva. 1971. No 11, pp. 45–50 (in Russ.).
 7. Bogolyubov N.N. Problemy dinamicheskoy teorii v statisticheskoy fizike [Problems of dynamical theory in statistical physics]. Moscow: Gostekhnizdat Publ., 1946. 232 p.
 8. Ageev L.E. Osnovy rascheta optimal'nykh i dopuskaemykh rezhimov raboty mashinno-traktornykh agregatov [Basics of calculating the optimal and acceptable modes of operation of machine and tractor units]. Leningrad: Kolos Publ., 1978. 295 p.
 9. Iofinov S.A. Ekspluatatsiya mashinno-traktornykh agregatov [Operation of machine and tractor units]. Moscow: Kolos Publ., 1974. 475 p.
 10. Gmurman V.E. Teoriya veroyatnostey i matematicheskaya statistika [Theory of probability and mathematical statistics]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1977. 478 p.
 11. Venttsel' E.S. Teoriya veroyatnostey [Theory of probability]. Moscow: Nauka Publ., 1969. 572 p.
 12. Kerber V.N. Povyshenie urovnya funktsionirovaniya sel'skokhozyaystvennykh agregatov na osnove ikh modelirovaniya: dis. ... d-ra tekhn. nauk [Increasing the level of functioning of agricultural units on the basis of their modeling: dissertation for degree of Doctor of Technical Sciences]. S-Peterburg, 1993. 435 p.
 13. Rovnyy I.V., Borzov N.A., Rovnaya M.I. Investigation of the nature of the unevenness of the surface of the field, depending on the operation modes of the erosion control tools. Voprosy mekhanizatsii sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva Severnogo Kazakhstan. Sbornik nauchnykh rabot Tsilin-NIIMESKh [Questions of mechanization of agricultural production in Northern Kazakhstan. Collection of scientific papers of Scientific Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture of the North-West]. Vypusk III. Alma-Ata: Kay-nar, 1976, pp. 64–72 (in Russ.).

БАЛЛАСТИРОВАНИЕ ТРАКТОРОВ

BALLASTING OF TRACTORS

Г.М. КУТЬКОВ, д.т.н.

И.В. ГРИБОВ

Н.В. ПЕРЕВОЗЧИКОВА, к.т.н.

РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева, Москва, Россия,
gkutkow@yandex.ru

G.M. KUT'KOV, DSc in Engineering

I.V. GRIBOV

N.V. PEREVOZCHIKOVA, PhD in Engineering

Russian State Agricultural University n.a. K.A. Timiryazev, Moscow,
Russia, gkutkow@yandex.ru

В последнее время балластирование тракторов получило глобальное распространение. Балласт необходим для компенсации снижения материалоемкости и чрезмерного повышения энергонасыщенности современных тракторов, возникшего вследствие эволюционного развития их технического уровня. Применением балласта достигается искусственное повышение веса и снижение энергонасыщенности трактора нового поколения до уровня ее эталонного значения, присущего трактору-тягачу. В статье выполнен анализ применения балласта в объеме всего типоразмерного ряда тракторов ведущих мировых тракторостроительных фирм. Оценка основных параметров трактора и уровня его балластирования выполнена с использованием понятия эталонной энергонасыщенности трактора и конкретного ее значения. Анализ показал, что применение балласта носит неупорядоченный, хаотический характер. Это объясняется, с одной стороны, большим разбросом энергонасыщенности тракторов, с другой стороны, отсутствием единого подхода к цели балластирования и выбору веса балласта. В настоящее время в технической литературе отсутствуют общепринятые рекомендации по этим вопросам. В таких условиях обилие на рынке разнохарактерных предложений затрудняет правильный выбор, когда к разным моделям тракторов, одинаковым или близким между собой по основным параметрам, предлагается существенно разный по весу балласт. Хаотический характер балластирования может отрицательно сказываться в процессе хозяйственной эксплуатации на использовании потенциальных возможностей, собственных конструкции трактора нового поколения. Назрела острая необходимость проведения разработок в области теории конструирования и теории технологической эксплуатации трактора. По результатам выполненных исследований предлагается следующая рекомендация. При выборе трактора как предмета приобретения целесообразно руководствоваться следующими правилами: трактор с полным балластом должен обладать эталонной энергонасыщенностью 1,5...1,6 кВт/кН; вес балласта должен быть равным 25, 50 и 75 кН, чтобы при его использовании получать увеличение силы тяги трактора на 10, 20 или 30 кН, соответственно (в зависимости от тягового класса трактора). Эта рекомендация действительна также для выбора веса балласта и параметров трактора на стадии его создания.

Ключевые слова: трактор, тяговый класс, балласт, энергонасыщенность, трактор первого поколения, двигатель, мощность, сила тяги.

Recently, the ballasting of tractors has become widespread. Ballast is necessary to compensate for the decrease in the material consumption and excessive increase in the energy saturation of modern tractors, which arose due to the evolutionary development of their technical level. By using ballast, an artificial increase in weight and a decrease in the energy saturation of a new generation tractor are achieved to the level of its reference value inherent to cargo tractor. The article analyzes the application of ballast in the volume of the entire standard-sized row of tractors, the world's leading tractor-building companies. The evaluation of the main parameters of the tractor and the level of its ballasting is carried out using the concept of the reference energy saturation of the tractor and its specific value. The analysis showed that ballast application is disorderly, chaotic. This is explained, on the one hand, by a large spread of energy saturation of tractors, on the other hand, by the lack of a unified approach to the goal of ballasting and the choice of ballast weight. Currently in the technical literature there are no generally accepted recommendations on these issues. In these conditions, the abundance in the market of varied offers makes it difficult to make the right choice when different ballast is offered to different models of tractors, identical or close to each other in terms of basic parameters. The chaotic nature of ballasting can adversely affect the economic exploitation of the potential opportunities inherent in the construction of a new generation tractor. There is an urgent need to carry out developments in the theory of engineering and the theory of technological operation of the tractor. Based on the results of the studies performed, the following recommendation is proposed. When choosing a tractor as an object of purchase, it is advisable to follow the rules: tractor with full ballast should have a reference energy saturation of 1,5 ... 1,6 kW / kN; The weight of the ballast must be equal to 25, 50 and 75 kN, so that when using it, an increase in tractive power of the tractor by 10, 20 or 30 kN, respectively (depending on the tractor traction class) is obtained. This recommendation is also valid for a set of ballast weights and tractor parameters at the stage of its creation.

Keywords: tractor, traction class, ballast, energy saturation, first generation tractor, engine, power, traction power.

Введение

Использование балласта в целях повышения тяговых свойств тракторов известно на протяжении многих лет. Однако в последнее время оно получило глобальное распространение – балластируются все зарубежные модели тракторов. В технической литературе пока нет общепринятых рекомендаций по параметрам балластирования. Возможно поэтому соотношение весов балласта и трактора, предлагаемое фирмами-изготовителями тракторов, во многих случаях вызывает сомнение в рациональности и технической обоснованности.

Цель исследования

В статье предпринята попытка провести анализ развития конструкции трактора, которое привело к необходимости массового применения балласта и резкого повышения его веса, оценить влияние этих факторов на его технологические свойства и предложить рекомендации по выбору рационального соотношения веса трактора и веса балласта как потребителю при выборе и приобретении трактора, так и конструктору при его создании.

Материалы, результаты исследования и их обсуждение

Анализ закономерности балластирования проведен путем сравнения энергонасыщенности конкретного трактора с эталонной энергонасыщенностью, впервые предложенной в работе Кутькова Г.М. [1]. Считаем целесообразным дать в статье определение этому показателю.

Эталонная энергонасыщенность сельскохозяйственного трактора представляет отношение эксплуатационной мощности двигателя, развиваемой им при работе трактора с номинальной тяговой нагрузкой и номинальной скоростью движения, к эксплуатационному весу трактора без балласта:

$$\mathcal{E}_{\text{тр.э}} = \frac{N_{\text{с.р.}}}{G_{\text{тр}}}, \quad (1)$$

где $N_{\text{с.р.}}$ – эксплуатационная мощность двигателя, соответствующая номинальному тяговому усилию $P_{\text{кр.н}}$ трактора при работе на стерне колосовых с номинальной скоростью $V_{\text{тр.н}}$; $G_{\text{тр}}$ – эксплуатационный вес трактора без балласта.

Эталонная энергонасыщенность должна строго выдерживаться в конструкции трактора-тягача. Это обусловлено тем, что полная реализация мощности двигателя возможна

только через силу тяги трактора в соответствии с его назначением и в ограниченном (агротехническими требованиями) диапазоне скоростей движения. Если мощность двигателя будет превышать соответствующее значение по отношению к весу трактора, то ее излишек не будет использован на большинстве сельскохозяйственных операций из-за ограничений по технологическим скоростям. При отклонении мощности в другую сторону трактор будет работать с пониженными скоростями по сравнению с агротехнически допустимыми из-за недостатка мощности двигателя, и МТА не будет развивать потенциально возможную производительность.

После преобразований выражение (1) получило вид:

$$\mathcal{E}_{\text{тр.э}} = \frac{\varphi_{\text{тр.н}} \cdot V_{\text{тр.н}}}{\eta_{\text{тр}}}, \quad (2)$$

где $\varphi_{\text{кр.н}}$ – коэффициент использования веса трактора при номинальном тяговом усилии; $\eta_{\text{тр}}$ – тяговый КПД трактора.

При расчете значения эталонной энергонасыщенности трактора приняты следующие условия. Коэффициент использования веса трактора – по ГОСТ 27021-86 [2]. Максимальный тяговый КПД (ГОСТ 4.40-84 [3]) в соответствии с литературными источниками можно принять $\eta_{\text{т.к}} = 0,65$ для колесных тракторов и $\eta_{\text{т.г}} = 0,75$ для гусеничных. В качестве общепринятой типовой технологической операции служит пахота, выполняемая при скорости $V_{\text{тр.н}} = 9$ км/ч (2,5 м/с) для колесных и 8 км/ч (2,2 м/с) – для гусеничных тракторов.

При этих условиях, которые сохраняются стабильными на протяжении многих лет, эталонная энергонасыщенность также сохраняется постоянной: для колесных тракторов $\mathcal{E}_{\text{тр.э}} = 1,5$ кН/кВт и $\mathcal{E}_{\text{тр.э}} = 1,4$ кН/кВт – для гусеничных. Параметры, определяющие эталонную энергонасыщенность, достаточно консервативны. Однако при их изменении значение эталонной энергонасыщенности трактора без труда может быть скорректировано с использованием выражения (2).

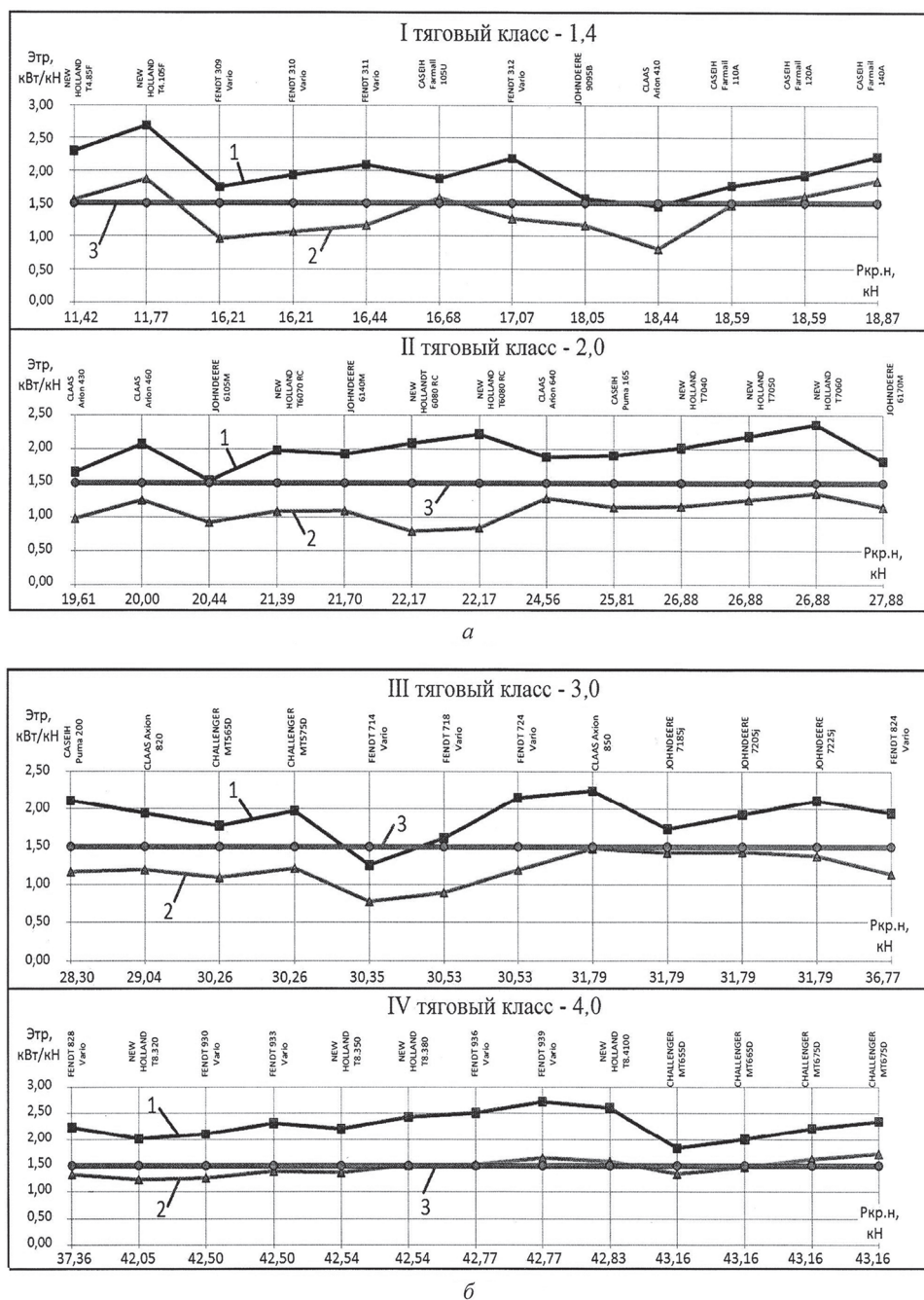
Исследование закономерности балластирования тракторов проведено путем анализа графиков, отражающих соответствие эталонной энергонасыщенности тракторов, произведенных ведущими зарубежными тракторостроительными фирмами. Иллюстрация балластирования тракторов $\mathcal{E}_{\text{тр}} = f(P_{\text{кр}})$

приведена на рис. 1. Она построена на основе данных, взятых из каталогов ведущих мировых фирм, по тракторам последних лет выпуска всех тяговых классов весом от $G_{тр} = 28,5$ до 249 кН, с мощностью двигателя от $N_e = 66$ до 499 кВт. Всего рассмотрено 81 трактор. Исходные данные по параметрам тракторов – мощность двигателя, масса трактора с балластом и без балласта – взяты из официальных каталогов фирм. Используя данные по весу трактора без балласта и с балластом, рассчитаны вес балласта, номинальная сила тяги трактора и энергонасыщенность с балластом и без балласта:

$$\Theta_{тр} = \frac{N_e}{G_{тр}}, \quad (3)$$

где N_e – эксплуатационная мощность двигателя, кВт; $G_{тр}$ – эксплуатационный вес трактора с балластом или без балласта, кН.

По оси абсцисс (рис. 1) отложена сила тяги трактора, на которой отмечены значения номинального тягового усилия каждого из 81 тракторов, рассчитанного по ГОСТ 27021-86 [2], а по оси ординат – значения энергонасыщенности, рассчитанные по выражению (3). Точки ординат отдельных тракторов соединены между собой прямой линией. В результате получены



Окончание рис. 1

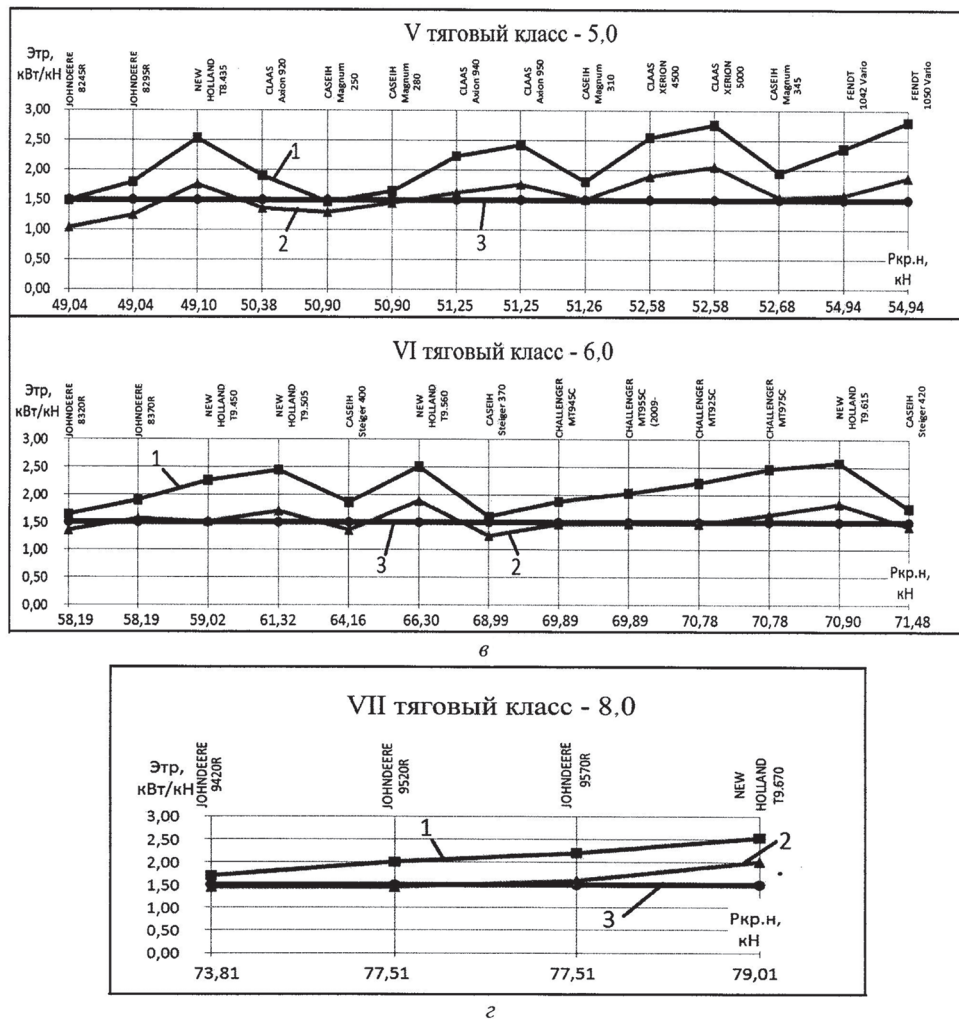


Рис. 1. Зависимость энергонасыщенности тракторов от номинального тягового усилия:

1 – энергонасыщенность трактора без балласта; 2 – энергонасыщенность трактора с балластом;
3 – эталонная энергонасыщенность трактора

три графика. Из них два графика $\mathcal{E}_{тр} = f(P_{кр})$ – 1 и 2 – характеризуют, соответственно, энергонасыщенность трактора без балласта и с балластом, а третий 3 – $\mathcal{E}_{тр.э} = f(P_{кр}) = \text{const}$ – график эталонной энергонасыщенности, приведенный для сравнения. Сравнение энергонасыщенности конкретного трактора с балластом и без балласта с эталонным значением энергонасыщенности позволяет оценивать корректность выбора параметров энергонасыщенности трактора как такового, а также уровня его балластирования.

В целях удобства анализа полученного массива данных рис. 1 разбит на семь групп. Тракторы сгруппированы по признаку класса тяги. В совокупности эти группы представляют собой типоразмерный ряд (1,4; 2; 3; 4; 5; 6; 8), соответствующий ГОСТ 27021-86 [2]. Проведем анализ по отдельным группам.

Группа тракторов I, соответствующая диапазону тяги на крюке 12,6...18,0 без использования балласта (рис. 1, а). По ГОСТ 27021-86 [2], это диапазон тяговых усилий трактора тягового класса 1,4.

График 1, характеризующий закономерность изменения $\mathcal{E}_{тр}$ без балласта, отличается значительными колебаниями. Так, энергонасыщенность тракторов отдельных моделей различается от $\mathcal{E}_{тр} = 1,46$ (CLAAS Arion 410) до $\mathcal{E}_{тр} = 2,69$ кВт/кН (NH T4.105F). Трактор Arion 410 энергонасыщенностью, меньше эталонной (1,46 кВт/кН), номинально не обладает резервом мощности двигателя для балластирования, в то время как трактор NH энергонасыщенности $\mathcal{E}_{тр} = 2,69$ кВт/кН не может эффективно использоваться без балластирования по условиям агротехнических ограничений скорости. Тем не менее, по рекомендации

фирмы-производителя оба трактора балластируются. Причем, трактор NH, обладающий предпосылками к балластированию, догружается недостаточно ($G_6 = 13$ кН,) для того, чтобы энергонасыщенность достигла значения эталонной – 1,5 кВт/кН. А трактору Arion, не имеющему запаса энергонасыщенности, фирма рекомендует в два раза больший вес балласта – 38 кН. Притом, что трактор Arion более, чем в 1,5 раза, превосходит по весу трактор NH. В результате этого тракторы с балластом обладают энергонасыщенностью 1,8 и 0,79 кВт/кН, т.е. трактор NH недогружен балластом, а трактор Arion перегружен и обладает $\Theta_{тр}$, присущей первым тракторам, созданным взамен живой тяговой силы, имеющим диапазон рабочих скоростей 3...5 км/ч.

По показателю материалоемкости также следует признать более прогрессивным трактор NM ($M_{тр} = 0,38$ кН/кВт), чем трактор Arion 410 ($M_{тр} = 0,7$ кН/кВт).

Шесть тракторов этой группы имеют недостаточную эксплуатационную мощность двигателя для балластирования. Поэтому применение балласта снижает их энергонасыщенность ниже эталонной. Это означает, что при полной тяговой нагрузке они будут работать с пониженной рабочей скоростью по сравнению с агротехнически допустимой.

Группа тракторов II, соответствующая диапазону тяги на крюке 19,6...27,88 кН без использования балласта (рис. 1, а). По ГОСТ 27021-86 [2], это диапазон тяговых усилий трактора тягового класса 2. График 1 свидетельствует о том, что тракторы этой группы, за исключением одного трактора JD6105M (две модификации), обладают энергонасыщенностью, незначительно колеблющейся вокруг энергонасыщенности $\Theta_{тр} = 2$ кВт/кН. Кривая 1 носит менее ярко выраженный ломаный характер по сравнению с таким же графиком группы тракторов I.

График 2, отражающий энергонасыщенность забалластированных тракторов, на протяжении всей продолжительности располагается ниже графика эталонной энергонасыщенности. Это свидетельствует о том, что уровень энергонасыщенности тракторов этой группы недостаточно строго согласован с уровнем их балластирования. Все тракторы перегружены балластом, поэтому при полной тяговой нагрузке они не смогут развивать потенциально допустимую рабочую скорость МТА. Графики 1 и 2 протекают с некоторым

нарушением эквидистантности, расширяясь по мере увеличения силы тяги, что отражает нестабильность уровня балластирования сравниваемых тракторов.

Тракторы NH 6080RC и NH 6090RC чрезмерно перегружены балластом. Так, если трактор NH T7060, близкий по параметрам к нормальному балластированию, обладает отношением веса балласта к весу трактора $51,5/68,5 = 0,75$, то такой же показатель у тракторов NH 6080RC и NH 6090RC равен $93,5/68,5 = 1,65$. Вес балласта превышает вес трактора в 1,65 раза. Если трактор создавался для условий работы без балласта и балласт не входит в базовую комплектацию, то технически реализовать такой уровень балластирования трудно из-за перегрузки несущих элементов трактора. Кроме того, при полном балластировании силовой привод будет перегружен моментом, превосходящим номинальный момент двигателя, соответственно, в 1,65 раза, а производственные показатели трактора будут существенно заниженными вследствие работы с ползучими скоростями.

Группа тракторов III, соответствующая диапазону тяги на крюке 28,3...36,77 кН без использования балласта (рис. 1, б). По ГОСТу, относится к тяговому классу 3. В целом, тракторы этой группы отличаются невысокой энергонасыщенностью. Большая часть тракторов перегружена балластом. Наивысшей энергонасыщенностью $\Theta_{тр} = 2,24$, обладает трактор Claas Axion 850, и он удачно балластируется. Во первых, с балластом он достигает практически эталонной энергонасыщенности ($\Theta_{тр.б} = 1,48$ кВт/кН). Во-вторых, с балластом трактор достигает тягового усилия 49,07 кН, соответствующего по ГОСТ трактору тягового класса 5. Следовательно, при регулировании весом балласта он приобретает способность агрегатироваться с с.-х. машинами, предназначенными для работы с тракторами трех тяговых классов – 3, 4, и 5. Это существенно расширяет его технологическую универсальность и способствует сокращению разномарочности тракторного парка в хозяйстве.

Трактор Fendt 714 Vario, обладающий энергонасыщенностью значительно ниже эталонной (1,26 кВт/кН), по рекомендации фирмы может балластироваться до $\Theta_{тр.б} = 0,78$ кВт/кН. С такими показателями эту модель трудно отнести к числу современных.

Группа тракторов IV, соответствующая диапазону тяги на крюке 37,36...43,16 кН без

использования балласта (рис. 1, б). Тракторы этой группы относятся к тяговому классу 4. Характерно отметить, что все тракторы этой группы обладают исходной энергонасыщенностью – 2 кВт/кН и выше, за исключением CHALLENGER MT655D. Следовательно, по показателю технического уровня, характеризующего материалоемкостью, тракторы этой группы в целом выше тракторов других групп. Во-первых, совмещаются графики 2 и 3. Это означает, что путем балластирования тракторы достигают эталонной энергонасыщенности. Во-вторых, все они при балластировании достигают уровня тягового класса 6, т.е. они становятся тракторами тягового класса 4–6. Как уже отмечалось ранее, это существенно повышает их технологическую универсальность.

Группа тракторов V, соответствующая диапазону тяги на крюке 49,04...54,0 кН без использования балласта. По ГОСТ, относится к тяговому классу 5 (рис. 1, в). Эта группа тракторов отличается большим диапазоном колебаний мощности двигателя – от 183 (JOHNDEERE 8295R) до 335 кВт (Xerion 4500) и веса балласта – от 55 (JOHNDEERE 8295R) до 14,72 кН (Magnum), низким уровнем балластирования и высокой его хаотичностью. Уровень балластирования трактора Magnum свойственен балластированию тракторов первого поколения. Оно мало влияет на его технологическую универсальность, потому что незначительно повышает силу тяги трактора – всего лишь на 5,74 кН.

Продолжив сравнение параметров тракторов JD 8245R и Xerion 4500, следует обратить внимание на скорости их движения, которые можно вычислить по выражению (2). При номинальной силе тяги трактора с балластом и без балласта: JOHNDEERE 8295R – 6 и 8,7 км/ч и Xerion 4500 – 11 и 15 км/ч. Таким образом, трактор JOHNDEERE и с балластом, и без балласта не достигает общепринятой для расчетов номинальной скорости на пахоте 9 км/ч, а трактор Fendt значительно превосходит ее без балласта и при балластировании. Но реализовать ее не сможет в силу агротехнических ограничений.

Столь резкий контраст основных параметров тракторов и ярко выраженное их рассогласование в каждом из тракторов объясняется тем, что, во-первых, в конструкции не выдерживается оптимальное соотношение веса трактора и мощности двигателя при создании трактора, а

во-вторых, отсутствует какое-либо общепринятое правило балластирования трактора.

Группа тракторов VI, соответствующая диапазону тяги на крюке 54,0...72,0 кН без использования балласта. По ГОСТу относится к тяговому классу 6 (рис. 1, в). Эта группа тракторов отличается тем, что путем балластирования достигается эталонная энергонасыщенность практически всех тракторов, за исключением трех. Это достигается правильным выбором веса балласта, предназначенного для компенсации снижения материалоемкости, с одной стороны, и исходной энергонасыщенности тракторов этой группы, с другой стороны.

Трактор Case 370 без балласта обладает эталонной энергонасыщенностью. Это означает, что его технический уровень, характеризующий показателем материалоемкости, не достиг того, чтобы его следовало балластировать. Низким техническим уровнем по сравнению с другими тракторами обладают также тракторы JD 8320R, Case 420.

Группа тракторов VII – тракторы тягового класса 8. В группе четыре трактора. Три трактора фирмы JOHNDEERE одного ряда разной энергонасыщенности предусматривают вес балласта такой, чтобы энергонасыщенность трактора соответствовала эталонной (рис. 1, г). Рекомендованный фирмой вес балласта трактора фирмы NEW HOLLAND недостаточен для полного использования мощности его двигателя в силу тяги при номинальной тяговой нагрузке.

Общий анализ. Из 81 модели рассмотренных тракторов 71 трактор догружается весом балласта 25 кН и более. Из них 35 тракторов догружаются балластом веса 25...50 кН, 32 тракторов – балластом веса 50...75 кН и 4 тракторов – балластом веса 75 кН и более. Эти данные свидетельствуют о том, что, по существу, современные тракторы – в основном это тракторы второго поколения, иной тягово-энергетической концепции в отличие от тяговой концепции тракторов-тягачей первого поколения [1]. К числу второго поколения можно отнести тракторы, начиная с тех, которые путем балластирования или применения третьего подкатного моста обретают второе номинальное тяговое усилие, присущее трактору смежного тягового класса по типу тракторов, регламентированному ГОСТ 27021-86 [3].

Анализ приведенных графиков показывает, что разные фирмы, а также одни и те же фирмы по-разному подходят к выбору балласта. От-

существование какой-либо закономерности хорошо иллюстрирует график 2 на рис. 2.

Как отмечалось выше, в некоторых случаях тракторы более высокой энергонасыщенности догружаются балластом меньшего веса, а тракторы меньшей энергонасыщенности – балластом большего веса. Отмечается недостаточно строгое соблюдение в конструкции рассматриваемых тракторов соотношения веса трактора и мощности двигателя, что видно из сравнения графиков 1 и 3 (рис. 2), отражающих весовые параметры тракторов реальных и тракторов, вес которых соответствует эталонной энергонасыщенности, соответственно.

Рекомендации по выбору трактора и веса балласта к нему целесообразно обосновывать, опираясь на отечественную систему построения типажа тракторов, основанную на их классификации по силе тяги на крюке. Исходя из этого, желательно, чтобы приобретаемый трактор по номинальному тяговому усилию соответствовал одному из стандартных тяговых классов, а вес балласта должен быть равен 25; 50; 7,5 кН, что соответствует приращению номинального тягового усилия на 10, 20 и 30 кН, соответственно. Тогда забалластированный трактор будет приобретать второе номинальное тяговое усилие, смежное с исходным, и перейдет в смежный или более высокий, чем смежный, класс тяги в зависимости от степени балластирования. На рис. 2 приведено в графическом виде фактическое состояние балластирования современных тракторов ведущих зарубежных фирм, характеризуемое графика-

ми 1 и 2, а также иллюстрация предлагаемой к применению в эксплуатации системы балластирования. График 3, построенный по результатам расчета с использованием выражения (1), отражает зависимость веса от силы тяги трактора, обладающего эталонной энергонасыщенностью, а графики 4–6 вес такого трактора с балластом 25, 50 и 75 кН, соответственно, что соответствует приросту силы тяги на 10, 20 и 30 кН. Таким образом, благодаря балластированию один и тот же трактор теоретически может обрести второй и третий смежный тяговый классы (в зависимости от уровня его балластирования) и работать с системой с.-х. машин, предназначенных для работы с такими тракторами.

Как отмечено выше, исторический процесс эволюционного развития конструкции трактора в настоящее время выражается в том, что энергонасыщенность трактора достигла такого уровня, когда балласт стал необходим для компенсации снижения материалоемкости современных тракторов, возникшего вследствие повышения их технического уровня в соответствии с реализацией объективной закономерности технического прогресса. В машиностроении эта закономерность состоит в непрерывном повышении энергонасыщенности и снижении габаритных размеров продукции. Так, первые тракторы, созданные на замену живой тяговой силы, обладали энергонасыщенностью 0,7...0,8 кВт/кН, т.е. в 3...3,5 раза меньше современных (до 2,5 кВт/кН и более). Повышение энергонасыщенности использо-

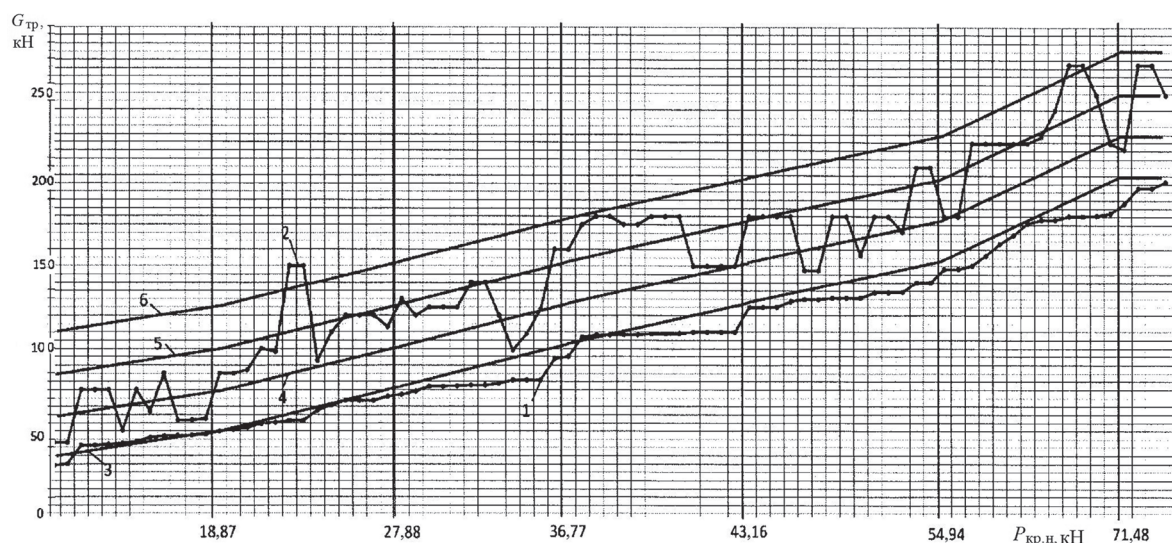


Рис. 2. Эксплуатационный вес трактора без балласта и с полным балластом в зависимости от силы тяги:

1 – вес трактора без балласта; 2 – вес трактора с балластом; 3 – вес трактора эталонной энергонасыщенности; 4 – вес трактора с балластом 25 кН; 5 – вес трактора с балластом 50 кН; 6 – вес трактора с балластом 75 кН

валось для увеличения скорости выполнения технологических операций машинно-тракторным агрегатом (МТА) до тех пор, пока рабочие скорости не достигли предельных значений по агротехническим условиям. В этот период повышение технического и технологического уровня трактора происходило синхронно – снижение материалоемкости трактора сопровождалось повышением его производительности. После достижения предельных скоростей выполнения технологических операций повышение технического уровня трактора путем увеличения его энергонасыщенности продолжилось и будет продолжаться далее, но компенсировать его стало возможным только увеличением тягового усилия. Искусственным повышением веса трактора путем применения балласта или подсоединением третьего ведущего моста его энергонасыщенность снижается до уровня эталонной энергонасыщенности трактора-тягача. В этом состоит коренное отличие современных тракторов от их предшественников – тракторов первого поколения, от тракторов второго поколения.

Повышение технического уровня трактора на первом и на втором этапе по-разному влияет на технологические свойства трактора. Разница состоит в следующем. Первый этап повышения энергонасыщенности не требовал в эксплуатации проведения дополнительных операций по переоборудованию трактора для того, чтобы использовать технологические свойства трактора, возникшие в результате повышения энергонасыщенности. Использование потенциальных возможностей повышения технологических свойств тракторов второго поколения невозможно без регулирования веса трактора балластом. Однако выполнение этой операции не только повышает трудоемкость эксплуатации тракторов более высокого технического уровня, но требует более высокой квалификации тракториста, а также применения дополнительного технического оснащения, потому что регулирование балластирования необходимо согласовывать с силой сопротивления агрегатируемого с трактором орудия. Следует не только оценить необходимость изменения уровня балластирования, но и правильно выбрать вес балласта в каждом конкретном случае. *Без грамотного использования балласта повышение технического уровня тракторов не повлияет положительно на их технологические свойства, т.е. потенциальные возможности повышения*

технологических свойств трактора не будут использованы. Более того, технологические свойства понизятся. Так, выполнение малоэнергоемких технологических операций забалластированным трактором будет сопровождаться повышенным вредным воздействием его движителей на почву, а также увеличенным расходом топлива, затрачиваемого на перемещение ненужного балласта трактора. Например, при перемещении балласта весом 25, 50 и 75 кН по полю, подготовленному под посев со скоростью 12 км/ч, потребуется расчетная мощность, соответственно, 12, 25 и 37 кВт, а расход топлива за 10-часовую смену составит 36 72 и 108 л. (При расчетах принято $f_k = 0,15$; $g_c = 0,24$ г/кВтч.) Если не регулировать использование балласта, то это количество топлива будет расходоваться постоянно, независимо от того, нужен или не нужен балласт при выполнении данной сельскохозяйственной операции. К тому же работа двигателя при низкой тяговой нагрузке будет сопровождаться также не полной нагрузкой и работой с пониженным КПД, а следовательно, с более высоким расходом топлива по сравнению с потенциально возможным. Дальнейшее повышение энергонасыщенности трактора в соответствии с закономерностью технического прогресса будет характеризоваться увеличением в общем весе трактора доли балласта и уменьшением доли веса конструктивных элементов, т.е. трактора как такового [5]. Поэтому вопрос с применением балласта станет еще острее.

Особенность современного балластирования состоит еще и в том, что одни фирмы не включают вес балласта в основную комплектацию трактора, а другие – включают. В первом случае повышение технологических свойств тракторов более высокого технического уровня достигается привычным, традиционным способом – повышением балластирования трактора, а во втором случае – снижением. Отечественная практика использования балласта слабо знакома с первым способом, и у нас совсем отсутствует опыт использования второго способа. Особенно проблематично использование глубокого балластирования.

Все отмеченные выше особенности тракторов второго поколения требуют учета при их приобретении, а также более высокого технического уровня их эксплуатации. Отсутствие общепринятой закономерности, регламентирующей практику балластирования, отрицательно сказывается на полноте использования

потенциальных эксплуатационно-технологических возможностей тракторов новой технической концепции. Повышение технического уровня трактора входит в противоречие с повышением его технологического уровня. При отмеченном в статье разбросе параметров балластирования представленных на рынке тракторов потребителю трудно определиться с его приобретением, не обладая необходимыми критериями правильного выбора.

Проблемы создания и эксплуатации тракторов нового поколения более высокого технического уровня следует признать характерными для начальной в историческом плане стадии внедрения этих тракторов в промышленное и сельскохозяйственное производство. Со временем эти проблемы должны быть решены, но для этого необходимо проведение глубоких и всесторонних научных исследований.

Выводы

1. Применение балласта, служившее долгое время одним из необязательных способов повышения технологические свойства трактора, вследствие эволюционного развития технического уровня трактора, превратилось в вынужденное мероприятие, необходимое для искусственного снижения энергонасыщенности трактора до уровня ее эталонного значения, присущего трактору-тягачу.

2. Отсутствие общепринятых правил балластирования может отрицательно сказываться в процессе хозяйственной эксплуатации на использовании потенциальных возможностей, свойственных конструкции трактора нового поколения. Поэтому назрела необходимость проведения соответствующих разработок в области теории конструирования и теории технологической эксплуатации трактора новой технической концепции.

3. При выборе трактора потребителю целесообразно руководствоваться следующими правилами:

- колесный трактор с полным балластом должен обладать эталонной энергонасыщенностью 1,5...1,6 кВт/кН;
- вес балласта должен быть равным 25, 50 и 75 кН, в зависимости от тягового класса трактора, чтобы при балластировании можно было получать увеличение силы тяги трактора на 10, 20 или 30 кН, соответственно, необходимое для перехода трактора в более высокий класс тяги. Приведенные значения веса балласта

являются номинальными и должны корректироваться в зависимости от конкретного веса (в пределах тягового класса) приобретаемого трактора.

4. Рекомендация, изложенная в п. 3 выводов, действительна также для выбора веса балласта и параметров трактора на стадии его создания с дополнением – по показателю номинального тягового усилия трактор должен вписываться в стандартный [2] типаж тракторов.

5. Использование в данной статье понятия эталонной энергонасыщенности трактора и ее конкретного значения можно признать корректным и практически полезным в качестве базового параметра для оценки технической концепции трактора, а также для обоснования и оценки основных параметров (вес трактора и мощность двигателя) и уровня балластирования трактора.

Литература

1. Кутьков Г.М. Энергонасыщенность и классификация тракторов. Тракторы и сельхозмашины. 2007. № 8. С. 8–11.
2. ГОСТ 27021-86. Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы. М.: ИПК Издательство стандартов, 1987. 7 с.
3. ГОСТ 4.40-84. Тракторы сельскохозяйственные. Номенклатура показателей. М.: ИПК Издательство стандартов, 1985. 8 с.
4. Кутьков Г.М. Трактор второго поколения. М.: МГАУ им. В.П. Горячкина, 2013. 104 с.
5. Чухчин Н.Ф., Мусин А.Р. Технологические и агротехнические основы развития МЭС как трактора второго поколения тягово-энергетической концепции // Труды НПО НАТИ, 1983. С. 3–12.

References

1. Kut'kov G.M. Energy saturation and classification of tractors. Traktory i sel'khoz mashiny. 2007. No 8, pp. 8–11 (in Russ.).
2. GOST 27021-86. Agricultural and forestry tractors. Traction classes. Moscow: IPK Izdatel'stvo standartov Publ., 1987. 7 p.
3. GOST 4.40-84. Agricultural tractors. Nomenclature of indicators. Moscow: IPK Izdatel'stvo standartov Publ., 1985. 8 p.
4. Kut'kov G.M. Traktor vtorogo pokoleniya [Second generation tractor]. Moscow: MGAU im. V.P. Goryachkina Publ., 2013. 104 p.
5. Chukhchin N.F., Musin A.R. Technological and agro-technical bases of development of MES as a tractor of the second generation of the traction-energy concept. Trudy NPO NATI, 1983, pp. 3–12 (in Russ.).