



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Шарипов В.М.

Издается с февраля 1930 г.

5•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

АКАДЕМИКУ РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК ЛАЧУГЕ ЮРИЮ ФЕДОРОВИЧУ – 75 ЛЕТ



**Творческий путь Ю.Ф. Лачуги,
академика РАН, члена Президиума РАН,
академика-секретаря Отделения сельско-
хозяйственных наук РАН, заслуженного
работника высшей школы РФ, доктора
технических наук, профессора**

Юрий Федорович Лачуга родился 8 мая 1942 г. в селе Советка Родионо-Несветаевского района Ростовской области. После окончания в 1958 г. средней школы работал на заводе «Электроаппарат» в г. Ростов-на-Дону. В 1960 г. поступил в Ростовский-на-Дону институт сельскохозяйственного машиностроения, который окончил с отличием. В 1968 г. Ю.Ф. Лачуга поступил в аспирантуру Всесоюзного института механизации сельского хозяйства (ВИМ), после окончания которой в 1972 г. защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук.

После защиты кандидатской диссертации Ю.Ф. Лачуга работал в Московском институте инженеров сельскохозяйственного производства им. В.П. Горячкина, где прошел путь от ассистента до профессора, заведу-

ющего кафедрой теоретической механики и теории механизмов и машин, заместителя декана факультета механизации сельского хозяйства, декана факультета заочного образования, проректора по учебной работе. За годы научно-педагогической деятельности им подготовлена большая когорта ученых и специалистов для отечественного сельскохозяйственного производства, а также многих стран ближнего и дальнего зарубежья, в том числе Китая, Польши, Германии, Болгарии, Вьетнама, Кубы и др. Ю.Ф. Лачуга внес существенный вклад в разработку учебных планов и программ по агроинженерным специальностям, подготовку учебников и учебно-методических пособий, в решение научных проблем механизации процессов уборки зерновых культур, совершенствование энергетических и технологических связей в мобильной сельскохозяйственной технике.

В 2001 г. Ю.Ф. Лачуга защитил диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук. Выступал с лекциями и научными докладами в университетах и научных центрах США, Чехословакии, Голландии, Венгрии, Индии и других стран.

В 1990 г. Ю.Ф. Лачуга был назначен заместителем начальника Главного управления сельхозвузов СССР. Указом Президента Российской Федерации от 3 марта 1999 г. ему был присвоен квалификационный разряд «Действительный государственный советник Российской Федерации 3-го класса». С 1992 по 1996 г. Юрий Федорович исполнял обязанности заведующего кафедрой ТМ и ТММ МИИСП, а затем возглавил Департамент кадровой политики и образования Минсельхозпрода РФ (1996–2003). Одним из итогов работы Депобразования стала разработка методологии решения кадровых вопросов. Методология была утверждена Постановлением Правительства РФ «О совершенствовании кадрового обеспечения агропромышленного комплекса» и нашла свое отражение в постановлениях координационного Совета и Кол-

легии Минсельхоза России. В Минсельхозе РФ Ю.Ф. Лачуга исполнял обязанности члена Коллегии и научно-технического совета Минсельхоза РФ, а в Минобрнауки РФ – члена Аккредитационной коллегии высших учебных заведений и аттестационной комиссии по присвоению ученых званий доцента и профессора.

В 2003 г. Ю.Ф. Лачуга был переведен на работу из Минсельхоза РФ в Россельхозакадемию на должность академика-секретаря Отделения механизации, электрификации и автоматизации, а в 2004 г. стал вице-президентом, куратором Отделения механизации, электрификации и автоматизации сельскохозяйственного производства. В 2005 г. Юрий Федорович был избран академиком Россельхозакадемии.

В связи с реорганизацией государственных академий наук в 2014 г. Ю.Ф. Лачуга был переведен на должность члена Президиума РАН и исполняющего обязанности академика-секретаря Отделения сельскохозяйственных наук РАН, где и работает по настоящее время.

Научная деятельность академика Ю.Ф. Лачуги обогатила науку исследованиями по вопросам создания новых технологических процессов в области механизации сельского хозяйства, теории мобильных сельскохозяйственных агрегатов, динамики взаимодействия рабочих органов с обрабатываемыми материалами, по проблемам кадрового обеспечения АПК и аграрного образования в Российской Федерации.

Ю.Ф. Лачугой опубликовано свыше 255 научных и методических работ по актуальнейшим вопросам агроинженерной сферы агропромышленного комплекса, в числе которых более 30 монографий, учебников и учебных пособий. Приоритет научных разработок подтвержден 22 авторскими свидетельствами и патентами на изобретения. Юрием Федоровичем подготовлены научные кадры высшей квалификации – доктора и кандидаты наук.

Академик РАН Ю.Ф. Лачуга принимает активное участие в работе Президиума РАН, бюро ОСХН РАН, Секции механизации, электрификации и автоматизации ОСХН РАН. Является членом научного и экспертного советов ОСХН РАН по направлению «Механизация, электрификация и автоматизация сельского хозяйства», членом диссертационного совета ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, МГАУ, редколлегий ведущих научных журналов инженерного профиля: «Тракторы и сельхозмашины», «Достижения науки и техники АПК», «Техника в сельском хозяйстве», «Механизация и электрификация сельского хозяйства», «Сельскохозяйственные машины и технологии», а также главным редактором журнала «Российская сельскохозяйственная наука».

Заслуги академика РАН Ю.Ф. Лачуги перед российской агроинженерной наукой отмечены премией Правительства Российской Федерации в области науки и техники за разработку и внедрение инновационных технологий и технических средств нового поколения для производства и глубокой переработки лубяных культур (2012). За многолетний и плодотворный труд и достигнутые успехи в подготовке кадров высшей квалификации для АПК страны, развитии высшего аграрного образования и науки Юрию Федоровичу присвоено звание «Заслуженный работник высшей школы Российской Федерации». Он награжден медалями «Ветеран труда», «В память 850-летия Москвы», нагрудным знаком Министерства высшего и среднего специального образования СССР «За отличные успехи в работе», нагрудным знаком Минобрнауки России «Почетный работник высшего профессионального образования Российской Федерации», золотой медалью Минсельхоза РФ «За вклад в развитие агропромышленного комплекса России» (2012) и другими высокими государственными наградами, почетными дипломами и грамотами.

*Журнал «Тракторы и сельхозмашины»,
коллеги по работе, родные и близкие сердечно поздравляют юбиляра,
желают ему крепкого здоровья и дальнейших успехов.*

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ОБОРУДОВАНИЕENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES
AND EQUIPMENT

- | | | |
|---|--|----|
| Девянина А.С.
Оценка влияния неравномерности подачи топлива
на показатели дизеля | Devyanina A.S.
Evaluation of the effect of fuel unevenness
on diesel performance | 5 |
| Лиханов В.А., Лопатин О.П., Чупраков А.И.
Исследование процесса сгорания в тракторном дизеле,
работающем на этано-топливной эмульсии | Likhanov V.A., Lopatin O.P., Chuprakov A.I.
Investigation of the combustion process in a tractor diesel
powered by an ethanol-fuel emulsion | 11 |

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

- | | | |
|--|--|----|
| Дмитренко А.И., Бурьянов А.И., Горячев Ю.О.
Несущие и технологические системы
для построения сельскохозяйственных агрегатов | Dmitrenko A.I., Bur'yanov A.I., Goryachev Yu.O.
Bearing and technological systems
for building agricultural aggregates | 19 |
| Пархоменко Г.Г., Семенихина Ю.А.,
Громаков А.В., Божко И.В.
Анализ агротехнических показателей рабочих органов
для послойной безотвальной обработки почвы | Parkhomenko G.G., Semenikhina Yu.A.,
Gromakov A.V., Bozhko I.V.
Analysis of agrotechnical indices of working organs
for layered soil-free tillage | 32 |

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

THEORY, DESIGN, TESTING

- | | | |
|---|---|----|
| Годжаев З.А., Русанов А.В., Ревенко В.Ю.
Метод построения эпюр касательных напряжений
в зоне контакта буксующего колеса с почвой | Godzhaev Z.A., Rusanov A.V., Revenko V.Yu.
The method of constructing the diagrams of tangential
stresses in the contact zone of an axle wheel with soil | 39 |
| Кутьков Г.М.
Потенциальная производительность трактора | Kut'kov G.M.
Potential productivity of the tractor | 48 |
| Федоров С.Е., Чаткин М.Н.,
Жалнин А.А., Жалнин Н.А.
Экспериментальное исследование упругой
S-образной стойки культиватора | Fedorov S.E., Chatkin M.N.,
Zhalnin A.A., Zhalnin N.A.
Experimental study of the elastic S-shaped cultivator rack | 53 |

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

QUALITY, RELIABILITY

- | | | |
|---|--|----|
| Дементьев В.Б., Засыпкин А.Д.
Прогнозирование долговечности полых валов
и осей изделий сельхозмашиностроения | Dement'ev V.B., Zasyppkin A.D.
Forecasting the durability of hollow shafts
and axles of agricultural machinery products | 58 |
|---|--|----|

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.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

EVALUATION OF THE EFFECT OF FUEL UNEVENNESS ON DIESEL PERFORMANCE

А.С. ДЕВЯНИНА

ООО «Джон Дир Русь», Домодедово, Россия, das-89@list.ru

A.S. DEVYANINA

John Deere RU, Domodedovo, Russia, das-89@list.ru

В подавляющем большинстве сельскохозяйственной техники в качестве двигателя используют дизель. Количество подаваемого топлива в цилиндры двигателя является основным фактором, определяющим его мощностные, экономические и экологические характеристики. Его можно рассматривать как величину, состоящую из двух частей: управляемой системы подачи топлива и неуправляемой, зависящей от качества работы системы. Ухудшение показателей двигателя тем больше, чем выше доля неуправляемой части подаваемого топлива. Отклонение количества подаваемого топлива от заданного может происходить в следующих случаях: неравномерность подачи топлива по цилиндрам двигателя; нестабильность процесса топливopодачи в цилиндр. Если неравномерность подачи топлива по цилиндрам регламентируется требованиями ГОСТ 10578-95 и допускается в зависимости от режима работы в пределах 6–35 %, то нестабильность подачи топлива от цикла к циклу не регламентируется стандартами и может достигать по данным других исследователей до 10–40 %. Совместное влияние этих параметров на процесс топливopодачи приводит к существенному отклонению цикловой подачи топлива. Проведенный теоретический анализ основных показателей двигателя показал, что увеличение неравномерности приводит к их изменению, которое ухудшает показатель. Это ухудшение тем больше, чем больше степень кривизны линии изменения показателя двигателя от изменения расхода топлива. На основании приведенных результатов сделаны следующие выводы: увеличение неравномерности и нестабильности топливopодачи приводит к ухудшению основных показателей двигателя; степень ухудшения показателей двигателя тем больше, чем больше неравномерность и нестабильность и чем выше нелинейность кривой изменения показателя от расхода топлива; в настоящее время величина нестабильности топливopодачи не регламентируется, что не позволяет управлять качеством процесса.

Ключевые слова: качество работы дизеля, показатели дизеля, топливная аппаратура дизелей, нестабильность цикловой подачи, метод определения цикловой подачи.

In the vast majority of agricultural machinery, diesel is used as the engine. The amount of fuel supplied to the engine cylinders is the main factor determining its power, economic and environmental characteristics. It can be considered as a value composed of two parts: a controllable fuel supply system and uncontrolled, depending on the quality of the system. The deterioration in the performance of the engine is greater, the higher the proportion of uncontrolled part of the fuel supplied. The deviation of the amount of fuel supplied from a given fuel can occur in the following cases: uneven fuel delivery along the engine cylinders; instability of the fuel supply to the cylinder. If the uneven fuel flow through the cylinders is regulated by the requirements of GOST 10578-95 and is allowed depending on the operating mode from 6 to 35 %, then the instability of fuel supply from cycle to cycle is not regulated by standards and can be as high as 10-40 % according to other researchers. The combined influence of these parameters on the fuel supply process leads to a significant deviation in the cyclic fuel supply. The theoretical analysis of the main parameters of the engine showed that an increase in unevenness leads to a change in them, which worsens the indicator. This deterioration is the greater, the greater the degree of curvature of the line of change in the engine index from the change in fuel consumption. Based on the above results, the following conclusions are drawn: an increase in the unevenness and instability of fuel supply leads to a deterioration in the main engine performance; the degree of deterioration in the performance of the engine is greater the greater the unevenness and instability and the higher the nonlinearity of the curve of the change in the index from the fuel consumption; at present, the instability of fuel supply is not regulated, which does not allow controlling the quality of the process.

Keywords: quality of diesel operation, diesel performance, diesel fuel equipment, instability of cyclic feed, method for determining the cyclic feed rate.

Введение

Мощностные, экономические и экологические показатели дизелей определяют их качественные характеристики. Эти показатели тесно взаимосвязаны с качеством регулировки и работы их топливной аппаратуры, обеспечивающей должным образом процесс топливоподачи. Среди большого количества влияющих факторов процесса топливоподачи (момент начала подачи, качество распыливания и распределения топлива по камере сгорания, интенсивность подачи топлива и др.) основным остается количество подаваемого топлива [1–3].

Изменение количества подаваемого топлива, с одной стороны, обеспечивает регулирование мощности двигателя, а с другой, оказывает влияние на его экономичность работы, выбросы токсичных компонентов, тепловую нагруженность деталей, образующих камеру сгорания [4–6]. Такое влияние топливоподачи на показатели двигателя требует аккуратного отношения к данному параметру, иначе это может приводить не только к ухудшению экологических, мощностных и показателей экономичности работы, но и вызвать выход его из строя [7].

Цель исследования

Дать теоретические подходы к оценке влияния неравномерности подачи топлива на показатели дизеля.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Количество подаваемого топлива в цилиндры двигателя можно рассматривать как величину, состоящую из двух частей: управляемой системы подачи топлива x и неуправляемой Δx , зависящей от качества работы системы. По оценкам исследователей этого вопроса, ухудшение показателей двигателя тем больше, чем выше доля неуправляемой части подаваемого топлива [4, 8]. Неуправляемую часть цикловой подачи топлива Δx можно также разделить на две составляющие:

1-я – связанная с систематической ошибкой регулировки и отклонений размеров деталей топливной аппаратуры в пределах допусков на изготовление;

2-я – связанная с нестабильностью процесса топливоподачи, во многом определяемая наличием зазоров и нестабильностью управляющего воздействия.

Первая составляющая неуправляемой части регламентируется требованиями ГОСТ 10578-95 как неравномерность подачи топлива по цилиндрам и, например, для топливного насоса высокого давления (ТНВД) 4-цилиндрового двигателя допускается от 6 до 35 % в зависимости от режима работы при проверке на специализированном стенде с комплектом эталонной аппаратуры. Понятно, что при установке отрегулированного ТНВД на двигатель значение неравномерности станет еще больше, так как и форсунки, и топливопроводы высокого давления имеют разброс своих характеристик гораздо больше, чем эталонные.

В отличие от первой – вторая составляющая неуправляемой части не регламентируется требованиями стандартов. По данным различных исследователей она может составлять от 10 до 60 % в зависимости от режима работы и состояния топливной аппаратуры [9, 10]. В результате совместного влияния результат неравномерности подачи может достигать существенной величины отклонения цикловой подачи топлива от среднего значения, что негативно сказывается на работе двигателя.

Исследования по влиянию неравномерности подачи топлива в цилиндры двигателя на его показатели свидетельствуют о нелинейном характере этой зависимости. Для неравномерности в пределах до 6–10 % ею можно пренебречь, а при 40–60 % это может приводить к снижению мощности двигателя на 5–7 % и ухудшения экономичности до 2–5 % [9, 11]. Причем, степень влияния неравномерности подачи топлива на разных двигателях и режимах работы может отличаться довольно существенно и объяснение причин такой разницы эффектов не приводится, а также отсутствует алгоритм расчета такой оценки.

Объяснение отмеченной причины и количественной оценки влияния неравномерности подачи топлива на показатели двигателя может быть получено при следующем подходе к решению задачи.

Обычно оценку влияния количества подаваемого топлива на его показатели производят по регулировочной характеристике двигателя, представляющей зависимость эффективных показателей, токсичных выбросов и температуры отработавших газов от часового расхода топлива при постоянной частоте вращения вала.

На рис. 1 представлена регулировочная характеристика, полученная для тракторного двигателя Д-120 на частоте вращения 1800 мин^{-1} [12]. На характеристике показано изменение эффективной мощности N_e , удельного расхода топлива g_e , температуры отработавших газов $T_{ог}$ и дымности C . Из анализа характеристики следует, что при изменении часового расхода топлива G_T приведенные показатели изменяются нелинейно. Причем, вид одних кривых имеет выпуклый характер (N_e), а других – вогнутый (g_e , $T_{ог}$ и C).

Между часовым расходом топлива и цикловой подачей топлива имеется следующая взаимосвязь:

$$G_T = 3 \cdot 10^{-8} \rho_T n i_{ц} V_{ц}.$$

где $V_{ц}$ – цикловая подача топлива, мм^3 ; ρ_T – плотность топлива, кг/м^3 ; n – частота вращения, мин^{-1} ; $i_{ц}$ – количество цилиндров в двигателе.

Так как регулировочная характеристика снимается при постоянной частоте вращения, число цилиндров также неизменно, а изменением плотности топлива можно пренебречь, то вид характеристики не изменится при ее перестроении от цикловой подачи топлива.

Изменение какого-либо показателя K двигателя от цикловой подачи топлива V может быть аппроксимировано с хорошей достоверностью полиномом второй степени в виде:

$$K = a + bV + cV^2, \quad (1)$$

где K – показатель двигателя; a , b , c – коэффициенты; V – цикловая подача.

В процессе работы двигателя, в результате неравномерности подачи топлива, цикловая подача в цилиндры может отличаться от среднего значения на величину ΔV , то есть составлять $V \pm \Delta V$. Рассмотрим это на примере мощности 2-цилиндрового двигателя, как показано на рис. 2.

Мощность каждого цилиндра N зависит от подачи топлива V , которую в соответствии с выражением (1) можно записать в виде:

$$N = a + bV + cV^2,$$

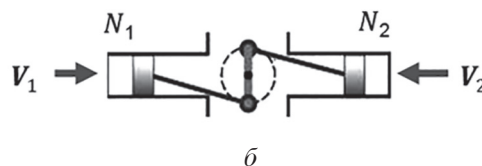
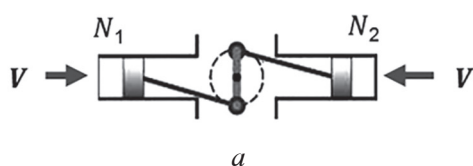


Рис. 2. Мощность двигателя при разных условиях подачи топлива: а – в оба цилиндра подача V ; б – в один цилиндр V_1 , в другой V_2

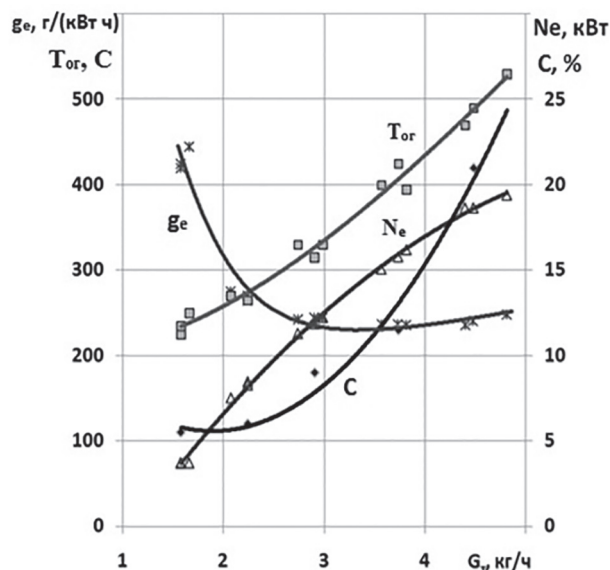


Рис. 1. Регулировочная характеристика дизеля Д-120 по расходу топлива при частоте вращения 1800 мин^{-1} : $\times$ – g_e ; $\square$ – $T_{ог}$; Δ – N_e ; $\star$ – C

Для случая одинаковой подачи топлива в каждый цилиндр V (рис. 2, а), имеем равные мощности каждого цилиндра, и мощность двигателя составит:

$$N = N_1 + N_2 = 2(a + bV + cV^2). \quad (2)$$

Для случая, когда суммарная подача в двигатель будет такая же ($2V$), но в один цилиндр будет подано $V_1 = (V + \Delta V)$, а в другой – $V_2 = (V - \Delta V)$, где ΔV – отклонение цикловой подачи от среднего значения (рис. 2, б), будем иметь мощности для каждого цилиндра соответственно:

$$\begin{aligned} N_1 &= a + b(V + \Delta V) + c(V + \Delta V)^2; \\ N_2 &= a + b(V - \Delta V) + c(V - \Delta V)^2, \end{aligned}$$

а мощность двигателя составит после преобразования:

$$N_e = N_1 + N_2 = 2a + 2bV + 2cV^2 + 2c\Delta V^2. \quad (3)$$

Как следует из результатов полученной мощности двигателя по выражениям (2) и (3), разница между нами будет составлять:

$$\Delta N = 2c\Delta V^2. \quad (4)$$

Таким образом, полученное выражение показывает, что при отклонении цикловой подачи от среднего значения происходит изменение мощности двигателя, и это изменение тем больше, чем больше коэффициент c и чем больше отклонение ΔV , причем, от ΔV зависимость квадратичная.

Пояснение указанной ситуации приведено на рис. 3 для случая квадратичных полиномов, имеющих разные знаки коэффициента c . Для показателя K , имеющего в уравнении (1) коэффициент $c < 0$ (рис. 3, а), при цикловой подаче V показатель имеет значение K . При цикловой подаче V_1 показатель имеет значение K_1 , а при цикловой подаче V_2 – значение K_2 . Среднее значение между K_1 и K_2 лежит на середине отрезка прямой, соединяющей эти точки. Среднее значение меньше величины K на ΔK .

Для показателя K , имеющего в уравнении (1) коэффициент $c > 0$ (рис. 3, б), при цикловой подаче V показатель аналогично имеет значение K . Также и при цикловой подаче V_1 имеем K_1 , а при V_2 имеем K_2 . Однако среднее значение уже больше величины K на ΔK .

Величина разницы в показателе K , также как и в выражении (4), будет равна:

$$K = cV^2. \quad (5)$$

Анализ полученного выражения (5) показывает, что для показателя, имеющего $c > 0$, это приведет к его увеличению, а при $c < 0$ – к его уменьшению. Чем больше величина c и ΔV , тем больше это изменение. При $c = 0$ (линейная зависимость) значение показателя сохраняется, и оно от неравномерности топливоподачи не зависит.

В табл. 1 приведены основные показатели двигателя и значения коэффициента c для них. Анализ результатов показывает, что увеличение неравномерности топливоподачи приводит к ухудшению показателей двигателя. Это ухудшение тем больше, чем больше модуль коэффициента $|c|$, характеризующий степень кривизны линии изменения показателя K от изменения расхода топлива.

Заключение

Увеличение неравномерности и нестабильности топливоподачи приводит к ухудшению

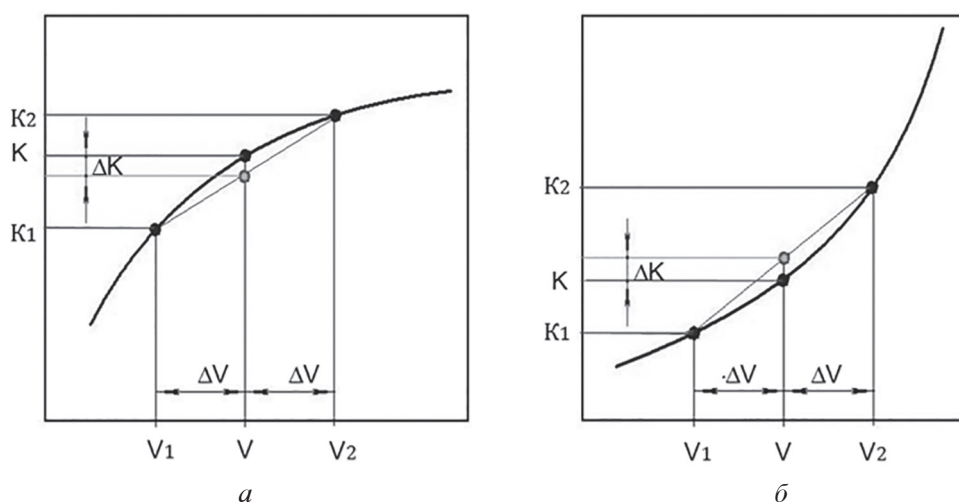


Рис. 3. Изменение значений показателя K от цикловой подачи V :
а – для кривой с коэффициентом $c < 0$; б – для случая, когда $c > 0$

Таблица 1

Основные показатели двигателя и значения коэффициента c для них

№	Показатель	Значение c	Изменение среднего значения показателя при наличии неравномерности
1	Эффективная мощность	< 0	уменьшается
2	Удельный эффективный расход топлива	> 0	увеличивается
3	Температура отработавших газов	> 0	увеличивается
4	Дымность	> 0	увеличивается

основных показателей двигателя. Степень ухудшения показателей двигателя тем больше, чем больше неравномерность и нестабильность и чем выше нелинейность кривой изменения показателя от расхода топлива (чем больше коэффициент ϵ). В настоящее время величина нестабильности топливоподачи не регламентируется, что не позволяет управлять качеством процесса.

Литература

1. Габитов И.И., Грехов Л.В., Неговора А.В. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей. Уфа: Изд-во БГАУ, 2008. 240 с.
2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. М.: Легион-Автodata, 2004. 344 с.
3. Марков В.А., Козлов С.И. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. М.: МГТУ им. Баумана, 2000. 296 с.
4. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. 480 с.
5. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2008. 720 с.
6. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: МГТУ им. Баумана, 2002. 376 с.
7. Чистяков А.Ю. Исследование межциклового нестабильности процессов топливоподачи дизелей при работе на режимах малых подач и частот вращения: дис. ... канд. техн. наук. Хабаровск, 2006. 202 с.
8. Габдрафиков Ф.З. Повышение эксплуатационных показателей машинно-тракторных агрегатов посредством разработки технологических приемов улучшения равномерности топливоподачи в их дизелях: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург – Пушкин, 2004. 34 с.
9. Неговора А.В. Оценка влияния межциклового неравномерности топливоподачи на технико-экономические показатели одноцилиндрового двигателя: автореферат дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург-Пушкин, 1997. 24 с.
10. Габитов И.И. Разработка установки для исследования неравномерности топливоподачи в тракторных дизелях: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 1991. 23 с.
11. Васов М.Ю. Повышение эффективности рабочих процессов атмосферных и наддувных поршневых ДВС за счет улучшения межциклового стабильности: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Тула, 2012. 15 с.
12. Бижаев А.В. Повышение экологической безопасности тракторного дизеля добавкой воды в цилиндры: дис. ... канд. техн. наук. М., 2016. 197 с.

References

1. Gabitov I.I., Grekhov L.V., Negovora A.V.. Tekhnicheskoe obsluzhivanie i diagnostika toplivnoy apparatury avtotraktornykh dizeley [Maintenance and diagnostics of fuel equipment of automotive diesel engines]. Ufa: Izd-vo BGAU Publ., 2008. 240 p.
2. Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley [Fuel equipment and control systems for diesel engines]. Moscow: Legion-Avtodata Publ., 2004. 344 p.
3. Markov V.A., Kozlov S.I. Topliva i toplivopodacha mnogotoplivnykh i gazodizel'nykh dvigateley [Fuel and fuel supply of multi-fuel and gas-diesel engines]. Moscow: MGTU im. N.E. Bauman, 2000. 296 p.
4. Sistemy upravleniya dizel'nyimi dvigatelyami [Diesel engine control systems]. Perevod s nemetskogo. Moscow: ZAO «KZHI «Za rulem» Publ., 2004. 480 p.
5. Kavtaradze R.Z. Teoriya porshnevykh dvigateley. Spetsial'nye glavy [Theory of reciprocating engines. Special chapters]. Moscow: MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2008. 720 p.
6. 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.
7. Chistyakov A.Yu. Issledovanie mezhtsiklovy nestabil'nosti protsessov toplivopodachi dizeley pri rabote na rezhimakh malykh podach i chastot vrashcheniya: dis. ... kand. tekhn. nauk [Investigation of inter-cycle instability of diesel fuel supply processes in operation at low feed rates and rotational speeds: Dissertation for Scientific degree of Candidate of Technical Sciences]. Khabarovsk, 2006. 202 p.
8. Gabdrifakov F.Z. Povyshenie ekspluatatsionnykh pokazateley mashinno-traktornykh agregatov posredstvom razrabotki tekhnologicheskikh priemov uluchsheniya ravnomernosti toplivopodachi v ikh dizelyakh: avtoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk [Improving the performance of machine and tractor units by developing techniques for improving fuel uniformity in their diesel engines: Dissertation for Scientific degree of Doctor of Technical Sciences]. Sankt-Peterburg – Pushkin, 2004. 34 p.

9. Negovora A.V. Otsenka vliyaniya mezhtsiklovoy neravnomernosti toplivopodachi na tekhniko-ekonomicheskie pokazateli odnotsilindrovogo dvigatelya: avtoreferat dis. ... kand. tekhn. nauk [Evaluation of the effect of inter-cycle fuel unevenness on the technical and economic performance of a single-cylinder engine: Abstract for Dissertation for Scientific degree of Candidate of Technical Sciences]. Sankt-Peterburg – Pushkin, 1997. 24 p.
10. Gabitov I.I. Razrabotka ustanovki dlya issledovaniya neravnomernosti toplivopodachi v traktornykh dizelyakh: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Development of an installation for the study of fuel unevenness in tractor diesel engines: Abstract for Dissertation for Scientific degree of Candidate of Technical Sciences]. Ufa, 1991. 23 p.
11. Vasov M.Yu. Povyshenie effektivnosti rabochikh protsessov atmosferykh i nadduvnykh porshnevnykh DVS za schet uluchsheniya mezhtsiklovoy stabil'nosti: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Increase of efficiency of working processes of atmospheric and supercharged piston engines due to improvement of intercycle stability: Abstract for Dissertation for Scientific degree of Candidate of Technical Sciences]. Tula, 2012. 15 p.
12. Bizhaev A.V. Povyshenie ekologicheskoy bezopasnosti traktornogo dizelya dobavkoy vody v tsilindry: dis. ... kand. tekhn. nauk [Increase of ecological safety of a tractor diesel engine by adding water to the cylinders: Dissertation for Scientific degree of Candidate of Technical Sciences]. Moscow, 2016. 197 p.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ, РАБОТАЮЩЕМ НА ЭТАНОЛО-ТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ

INVESTIGATION OF THE COMBUSTION PROCESS IN A TRACTOR DIESEL POWERED BY AN ETHANOL-FUEL EMULSION

В.А. ЛИХАНОВ, д.т.н.
О.П. ЛОПАТИН, к.т.н.
А.И. ЧУПРАКОВ, к.т.н.

Вятская государственная сельскохозяйственная
академия, Киров, Россия, nirs_vsaa@mail.ru

V.A. LIKHANOV, DSc in Engineering
O.P. LOPATIN, PhD in Engineering
A.I. CHUPRAKOV, PhD in Engineering

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia,
nirs_vsaa@mail.ru

Работа посвящена вопросам применения этанола-топливной эмульсии в качестве альтернативного энергоносителя в тракторном дизеле 4Ч 11,0/12,5. При этом обоснована максимально допустимая величина концентрации этилового спирта в составе эмульсии для данного дизеля, составляющая 25 % от общего количества топлива и обеспечивающая достаточные условия для организации стабильного процесса горения с отсутствием пропусков воспламенения. Так, по результатам исследований физико-химических свойств спирто-топливных эмульсий различного состава, их стабильности и первичных испытаний двигателя, в качестве оптимальной для тракторного дизеля 4Ч 11,0/12,5 была принята эмульсия следующего состава: этиловый спирт – 25 %, сукцинимид С-5А – 0,5 %, вода – 7 %, дизельное топливо – 67,5 %. В статье рассмотрены результаты экспериментальных исследований по влиянию этанола-топливной эмульсии на индикаторные показатели, характеристики процесса сгорания и тепловыделения тракторного дизеля 4Ч 11,0/12,5. С целью определения и оптимизации основных параметров работы дизеля при работе на этанола-топливной эмульсии были проведены его стендовые испытания, включающие весь комплекс регулировочных, нагрузочных и скоростных характеристик. Экспериментальными исследованиями рабочего процесса тракторного дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на этанола-топливной эмульсии определены значения показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения на номинальном режиме работы дизеля: максимальная осредненная температура повышается на 14,6 % и составляет 2510 К; максимальное давление сгорания повышается на 9,9 % и составляет 8,9 МПа; жесткость процесса сгорания повышается на 71,2 % и составляет 1,01 МПа/град; угол задержки воспламенения увеличивается на 24,4 % и составляет 28,0°; скорость активного выделения теплоты возрастает на 68,4 % и составляет 0,160.

Ключевые слова: дизель, этанола-топливная эмульсия, сгорание, тепловыделение.

The work is devoted to the use of ethanol-fuel emulsion as an alternative energy carrier in a tractor diesel 4Ch11,0/12,5. At the same time, the maximum allowable concentration of ethyl alcohol in the emulsion for this diesel is justified, amounting to 25 % of the total amount of fuel and providing sufficient conditions for the organization of a stable combustion process with no misfiring. Thus, according to the results of studies of the physicochemical properties of alcohol-fuel emulsions of various compositions, their stability and the initial tests of the engine, an emulsion of the following composition was accepted as optimal for a tractor diesel 4Ch11,0/12,5: ethyl alcohol 25 %, succinimide C-5A – 0,5 %, water – 7 %, diesel fuel – 67,5 %. The article describes the results of experimental studies on the effect of ethanol-fuel emulsion to the indicator parameters, the characteristics of the combustion process and heat release tractor. 4Ch11,0/12,5. In order to determine and optimize the main parameters of the diesel engine while working on the ethanol-fuel emulsion, its bench tests were carried out, including the entire set of adjusting, loading and speed characteristics. Experimental studies of the working process of the tractor diesel engine 4Ch11,0/12,5 when working with ethanol fuel emulsion have determined the values of the combustion process parameters and heat release characteristics at the nominal operating mode of the diesel engine: the maximum averaged temperature increases by 14,6 % and amounts to 2510 K; the maximum combustion pressure is increased by 9,9 % and is 8,9 MPa; the rigidity of the combustion process is increased by 71,2 % and is 1,01 MPa / deg; the ignition delay angle increases by 24,4 % and is 28,0°; the rate of active heat release increases by 68,4 % and amounts to 0,160.

Keywords: diesel, ethanol-fuel emulsion, combustion, heat release.

Введение

На современном этапе развития науки и техники дизель для большинства тракторов и сельхозмашин остается практически основным типом привода. При этом, доля альтернативных топлив в общем балансе потребления моторных нефтяных топлив незначительна. Однако в связи с обостряющимся энергетическим кризисом, нарастающим дефицитом нефтяных энергоносителей и необходимостью решения острых экологических проблем уже в ближайшей перспективе следует ожидать расширения использования альтернативных моторных топлив [1]. В дизелях силовых установок все шире используют смеси базового топлива с различными спиртами. Так, в Вятской государственной сельскохозяйственной академии проведены исследования по переводу дизеля 4Ч 11,0/12,5 для работы на этано-топливной эмульсии (ЭТЭ) [2, 3].

Чтобы получить наибольший эффект от эмульсий как от альтернативного моторного топлива, необходимо исследовать физико-химические свойства спиртовой эмульсии, их влияние на рабочие процессы дизеля. ЭТЭ – это дисперсная система, образованная двумя взаимно нерастворимыми жидкостями, которыми являются, с одной стороны, этиловый спирт и вода, с другой стороны, дизельное топливо и присадки. Эмульсия является нестабильной системой, которая постоянно стремится перейти в исходное (разделенное по фазам) состояние, которое, в свою очередь, определяется уже стабильностью. Стабильность, т.е. время от момента приготовления эмульсии до появления слоев с различной концентрацией (седиментацией – расслоением дисперсных систем под действием силы тяжести с отделением дисперсной фазы в виде осадка, «сливок» и т.д.), зависит, в первую очередь, от физических свойств составляющих компонентов эмульсии [4].

Для улучшения физических и, конечно, эксплуатационных свойств ЭТЭ необходимо применение присадок сравнительно недорогих, которые должны отвечать следующим требованиям: полностью сгорать в двигателе без образования отложений, не ухудшать свойств топлива, повышать стабильность эмульсии, хорошо растворяться в топливе и его компонентах, быть устойчивыми, не слишком летучими и сохраняться в топливе в различных условиях эксплуатации. К отвечающим этим требованиям

присадкам можно отнести сукцинимид С-5А. Сукцинимид С-5А относится к классу моющих-диспергирующих присадок (штатная присадка к моторным маслам). Эта присадка является концентратом высокомолекулярного алкениламида янтарной кислоты в масле [5]. Данный класс присадок был выбран для использования в ЭТЭ исходя из хороших диспергирующих свойств, общедоступности, низкой стоимости, высокой стабильности получаемых эмульсий.

Цель исследования

Анализ физико-химических и эксплуатационных свойств, теоретических исследований эмульсий различного состава подтвердил возможность использования данного вида топлива в тракторных дизелях. Кроме того, эмульсии являются наиболее простым, дешевым и доступным способом применения спиртов в качестве моторного топлива, позволяя экономить дизельное топливо, не требуя значительных затрат на внесение конструктивных изменений и дополнений в дизель, обеспечивая возможность реализации в эксплуатируемых двигателях.

Все это дает основание предполагать, что исследование рабочего процесса дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на ЭТЭ, а именно изучение влияния данного топлива на индикаторные показатели, характеристики процесса сгорания и тепловыделения, является актуальной научной задачей, имеющей важное народнохозяйственное значение.

Материалы и методы

Для приготовления ЭТЭ в лабораторных условиях использовался гомогенизатор MPW-302 (рис. 1). При приготовлении эмульсий необходимым условием было сохранение режимов приготовления и атмосферных условий.

Учитывая то обстоятельство, что избежать присутствия воды в этаноле в процессе реальной эксплуатации будет достаточно сложно вследствие его высокой гигроскопичности, в испытаниях применялся этанол с добавкой воды до 7 %. Для приготовления эмульсии каждый из компонентов предварительно взвешивался на электронных весах. Соотношение ингредиентов эмульсии выражалось в процентах от массы всей пробы, которая оставалась равной 100 г во всех случаях за счет изменения количества дизельного топлива. Соотношение компонентов менялись следующим образом:

этанол – 10, 20, 30, 40 и 50 %, присадка – 0,5, 1,0, 1,5 и 2,0 %, вода – 7 %, остальное – дизельное топливо. Эмульсия каждого состава приготавливалась не менее чем 3 раза, с целью уменьшения погрешностей измерений результат усреднялся. При этом, требуемое количество присадки предварительно растворялось в дизельном топливе, после чего добавлялся раствор воды и этанола.

На рис. 2 изображен график динамики распада ЭТЭ с содержанием этанола 25 % в зависимости от концентрации присадки Сукцинимид С-5А. Как видно из представленных графиков, увеличение концентрации присадки способствует значительному снижению скорости распада, что при движении машины позволяет дополнительно сохранять однородность эмульсии продолжительное время. На данной трехмерной модели по оси ординат представлено отношение величины отстоя, или «сливок», к общей высоте пробы, выраженной в процентном отношении [6]. Время распада 10 % ЭТЭ при концентрации присадки $K_n = 0,5$ составляет 0,7 часа, при $K_n = 2,0$ время распада составляет 3,8 часа. Расслоение 30 % эмульсии происходит за 2,2 часа при $K_n = 0,5$ и за 12,8 часа при $K_n = 2,0$. Таким образом, при увеличении содержания присадки происходит значительное увеличение времени распада ЭТЭ.

Для проведения испытаний на двигателе в качестве оптимальной для дизеля 4Ч 11,0/12,5 была выбрана эмульсия следующего состава: 25 % – этиловый спирт, 0,5 % – сукцинимид С-5А, 7 % – вода и 67,5 % – дизельное топливо. Количественное содержание присадки выбиралось из условий экономической целесообразности [6]. Все последующие испытания дизеля проводились на данном составе эмульсии.

В качестве загрузочного устройства при испытаниях дизеля применялся электротормозной стенд SAK-N670 с балансирной маятниковой машиной. Установка была оборудована необходимым измерительным комплексом. Для индицирования процесса сгорания в цилиндре дизеля применяли электропневматический индикатор МАИ-5А. Необходимо отметить, что индицирование поршневых тракторных дизелей остается одним из самых информативных методов экспериментального исследования внутрицилиндровых тепловых процессов [7], поскольку сами индикаторные диаграммы дают ценную информацию об особенностях организации рабочего процесса

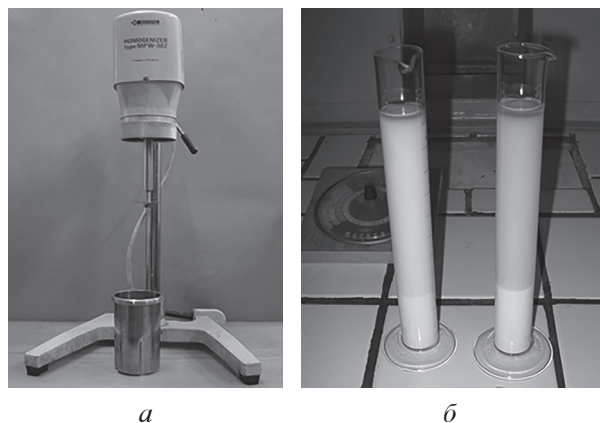


Рис. 1. Общий вид гомогенизатора MPW-302 (а) и изготовленные им ЭТЭ (б)

двигателя, а обработанные с целью получения функции тепловыделения они становятся источником уникальных данных об инициализации и протекании процесса сгорания топлива в цилиндре двигателя. Кроме того, получаемые в результате обработки диаграмм закономерности выгорания топлива имеют особое значение при исследовании сгорания нетрадиционных или альтернативных топлив, для которых пока нет достаточного объема накопленных теоретических знаний и практического опыта их применения в дизелях.

Обработка индикаторных диаграмм рабочего процесса дизеля при работе на дизельном топливе и ЭТЭ осуществлялась по программе ЦНИДИ-ЦНИИМ (Центральный научно-исследовательский дизельный институт).

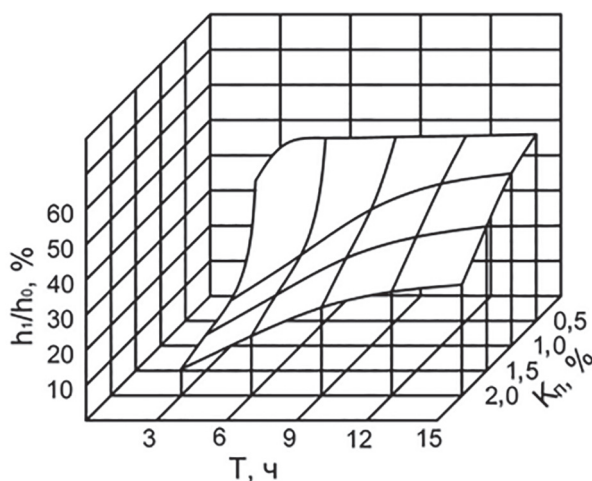


Рис. 2. Скорость протекания процесса седиментации ЭТЭ с содержанием этилового спирта 25 % и воды 7 % в зависимости от концентрации присадки Сукцинимид С-5А: K_n – концентрация присадки, h_1/h_0 – отношение величины отстоя, или «сливок», к общей высоте пробы

Результаты и их обсуждение

На рис. 3 представлены совмещенные индикаторные диаграммы дизеля 4Ч 11,0/12,5 на оптимальных установочных углах опережения впрыскивания топлива (УОВТ, $\Theta_{\text{впр}}$) при номинальной частоте вращения $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$.

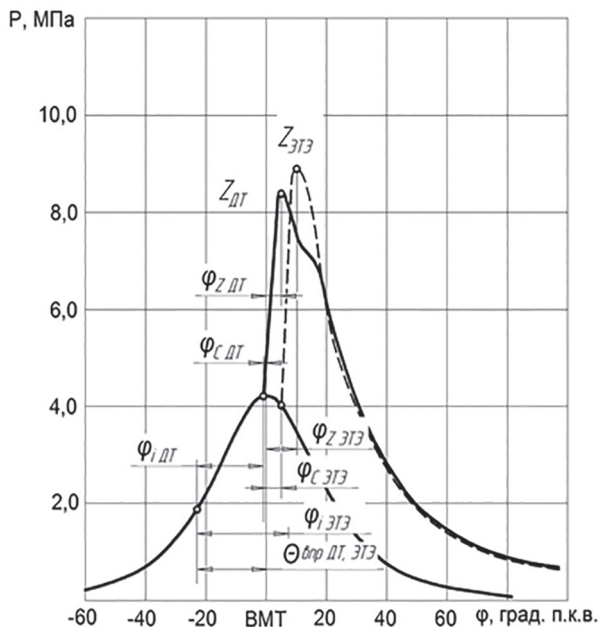


Рис. 3. Индикаторные диаграммы дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,64 \text{ МПа}$:

— дизельный процесс; - - - - - ЭТЭ

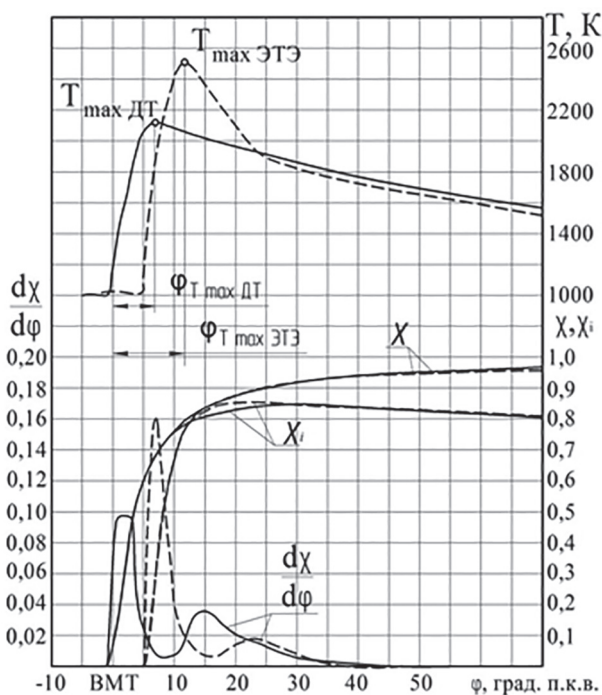


Рис. 4. Характеристики тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,64 \text{ МПа}$:

— дизельный процесс; - - - - - ЭТЭ

Так, при работе на дизельном топливе значение максимального давления сгорания $p_{z \text{ max}}$ составляет 8,1 МПа, а при работе дизеля на ЭТЭ это значение возрастает до 8,9 МПа, т.е. на 9,9 %. Точка начала видимого сгорания при работе на дизельном топливе при значении угла $\phi_{\text{с ДТ}} = 1^\circ$ поворота коленчатого вала (п.к.в.), располагается до верхней мертвой точки (ВМТ) на индикаторной диаграмме, а при работе на ЭТЭ при $\phi_{\text{с ЭТЭ}} = 5,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Таким образом, с учетом установочного УОВТ период задержки воспламенения при работе на дизельном топливе составляет $\phi_i = 22,5^\circ$, а при работе на ЭТЭ — $\phi_i = 28,0^\circ$. Следует отметить, что процесс сгорания при работе дизеля на ЭТЭ несколько сдвигается вправо от ВМТ.

На рис. 4 представлены характеристики тепловыделения и осредненная температура газов в цилиндре дизеля 4Ч 11,0/12,5 на номинальном режиме работы.

Применение ЭТЭ приводит к увеличению скорости активного тепловыделения $d\chi_i/d\phi$ и сдвигает максимум скорости вправо от ВМТ. Максимальное значение скорости активного тепловыделения при работе дизеля на ЭТЭ составляет 0,160 при угле п.к.в. $\phi = 6,5^\circ$ после ВМТ, что на 68,4 % выше дизельного процесса. Также необходимо отметить, что наличие второго максимума на кривых скорости активного выделения тепла $d\chi_i/d\phi$, как при работе на дизельном топливе, так и при работе на ЭТЭ, объясняется дополнительной турбулизацией рабочего заряда в цилиндре дизеля в момент перемещения поршня от ВМТ к нижней мертвой точке (НМТ). Между поршнем и головкой цилиндров двигателя образуется зазор, в который засасывается рабочий заряд из камеры сгорания, находящейся в поршне.

На рис. 5 представлены показатели процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного УОВТ.

Сравнивая графики работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 на ЭТЭ и дизельном топливе, можно отметить, что значения показателей процесса сгорания при работе на ЭТЭ, также как и на метаноле-топливной эмульсии (МТЭ), увеличиваются. Так, при установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 20^\circ$ при переходе с дизельного процесса на ЭТЭ наблюдаются повышение максимальной осредненной температуры T_{max} на 19,7 %, максимального давления сгорания p_z на 9,3 %, жесткости процесса сгорания $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ на 55,2 %, степени повышения давления λ на 23,3 %,

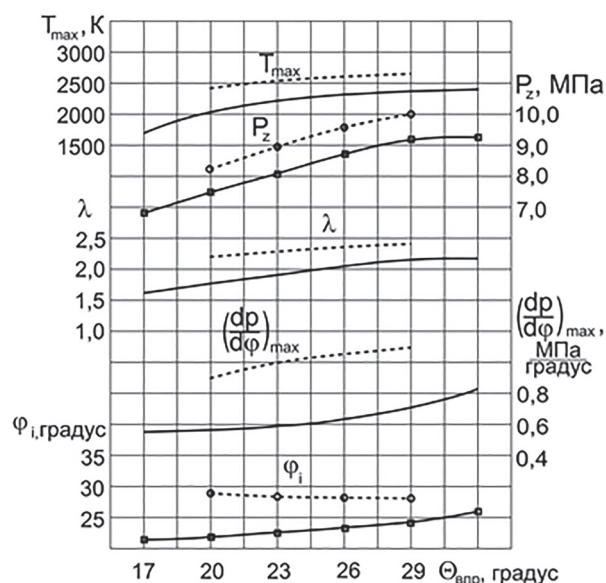


Рис. 5. Показатели процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения УОВТ при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$:

— дизельный процесс; - - - - - ЭТЭ

угла ϕ_i , соответствующего периоду задержки воспламенения, на 31,8 %. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ при переходе с дизельного процесса на ЭТЭ наблюдаются повышение максимальной осредненной температуры T_{max} на 14,6 %, максимального давления сгорания p_z на 9,9 %, жесткости процесса сгорания $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ на 71,2 %, степени повышения давления λ на 19,5 %, угла ϕ_i , соответствующего периоду задержки воспламенения, на 24,4 %.

При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$ при переходе с дизельного процесса на ЭТЭ наблюдаются повышение максимальной осредненной температуры T_{max} на 13,2 %, максимального давления сгорания p_z на 11,5 %, жесткости процесса сгорания $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ на 65,1 %, степени повышения давления λ на 14,1 %, угла ϕ_i , соответствующего периоду задержки воспламенения, на 21,7 %. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 29^\circ$ при переходе с дизельного процесса на ЭТЭ наблюдаются повышение максимальной осредненной температуры T_{max} на 11,5 %, максимального давления сгорания p_z на 9,9 %, жесткости процесса сгорания $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ на 54,9 %, степени повышения давления λ на 10,1 %, угла ϕ_i , соответствующего периоду задержки воспламенения, на 16,7 %.

На рис. 6 представлены характеристики тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения УОВТ.

При работе дизеля на ЭТЭ $\phi_{T_{\text{max}}}$ снижается с $20,0^\circ$ при $\Theta_{\text{впр}} = 20^\circ$ до $5,0^\circ$ при $\Theta_{\text{впр}} = 29^\circ$, что выше дизельного процесса на 81,8 % при $\Theta_{\text{впр}} = 20^\circ$

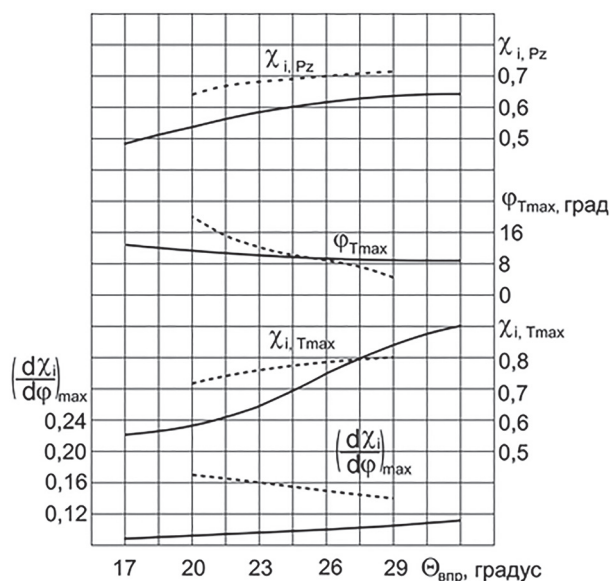


Рис. 6. Характеристики тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения УОВТ при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$:

— дизельный процесс; - - - - - ЭТЭ

и ниже на 44,4 % при $\Theta_{\text{впр}} = 29^\circ$. При работе на ЭТЭ с увеличением УОВТ происходит снижение максимальных значений скорости активного выделения тепла $d\chi_i/d\phi$. Так, применение в дизеле ЭТЭ приводит к увеличению максимальных значений $d\chi_i/d\phi$ от 0,14 при $\Theta_{\text{впр}} = 29^\circ$ до 0,17 при $\Theta_{\text{впр}} = 20^\circ$, что, в свою очередь, выше дизельного процесса в этом же диапазоне от 33,3 до 88,9 %. На рис. 7 представлены показатели процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала.

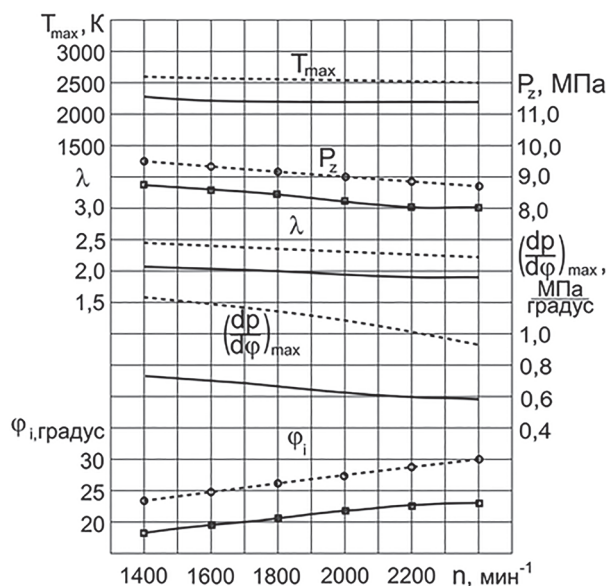


Рис. 7. Показатели процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$:

— дизельный процесс; - - - - - ЭТЭ

При сравнении значений показателей процесса сгорания в цилиндре дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ при работе на дизельном топливе и ЭТЭ можно отметить, что все значения показателей процесса сгорания при переходе с дизельного процесса для работы на ЭТЭ повышаются во всем скоростном диапазоне. Так, на малой частоте вращения $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ происходит повышение максимальной осредненной температуры на 12,1 %, максимального давления сгорания $p_{z \text{ max}}$ на 6,8 %, степени повышения давления λ на 16,7 % «жесткости» процесса сгорания $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ на 70,8 %, значений угла φ_i на 5,5° п.к.в. При максимальной частоте вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ происходит повышение максимальной осредненной температуры на 13,5 %, максимального давления сгорания $p_{z \text{ max}}$ на 8,8 %, степени повышения давления λ на 16,8 %, «жесткости» процесса сгорания $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ на 59,3 % и значений угла φ_i на 7,0° п.к.в.

На рис. 8 представлены характеристики тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ в зависимости от изменения частоты вращения.

При работе дизеля на ЭТЭ $\chi_{i, pz}$ снижается с 0,71 при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 0,67 при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, что выше дизельного процесса в этом же диапазоне от 6,0 до 24,1 %. Значения $\chi_{i, Tmax}$ при работе дизеля на ЭТЭ возрастают от 0,74 (значение на 2,8 % выше дизельного процесса) при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 0,78 при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и далее происходит снижение и при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ $\chi_{i, Tmax} = 0,75$ (значение на 23,0 % выше дизельного процесса).

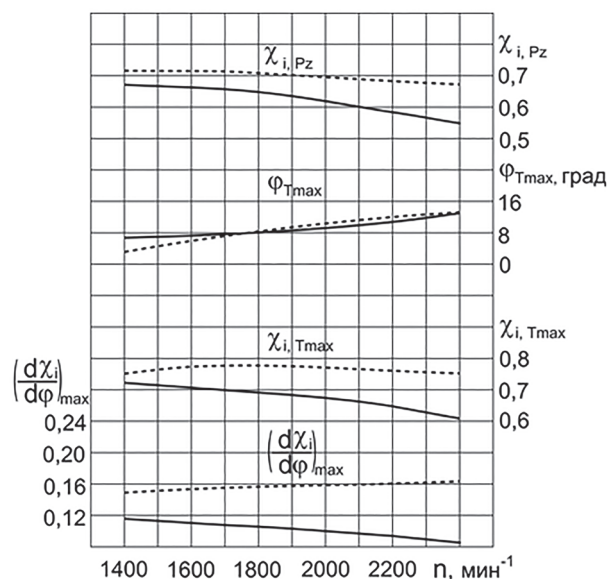


Рис. 8. Характеристики тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$: — дизельный процесс; - - - - - ЭТЭ

С увеличением частоты вращения при работе на дизельном топливе снижаются значения скорости активного тепловыделения $(d\chi_i/d\varphi)_{\text{max}}$, а применение ЭТЭ вызывает их увеличение. При работе дизеля на ЭТЭ $\varphi_{T \text{ max}}$ увеличивается с 3,0° при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 13,0° при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, что ниже дизельного процесса в 2,2 раза при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и соответствует ДП при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. С увеличением частоты вращения при работе на ЭТЭ происходит также рост значений скорости активного выделения тепла $(d\chi_i/d\varphi)_{\text{max}}$. Так, применение в дизеле ЭТЭ приводит к увеличению значений $(d\chi_i/d\varphi)_{\text{max}}$ от 0,150 при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 0,165 при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, что, в свою очередь, выше дизельного процесса в этом же диапазоне от 30,4 до 94,1 %.

На рис. 9 представлены показатели процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 на различных нагрузочных режимах работы.

При анализе нагрузочных характеристик, соответствующих работе дизеля на ЭТЭ на номинальной частоте вращения и при оптимальном УОВТ, значения основных характеристик изменяются по схожим закономерностям дизельного процесса.

Из графиков видно, что устойчивое горение без пропусков воспламенения горючей смеси при работе дизеля на ЭТЭ начинается при нагрузке, соответствующей $p_c = 0,38 \text{ МПа}$.

При работе на дизельном топливе при среднем эффективном давлении 0,38 МПа максимальная осредненная температура цикла со-

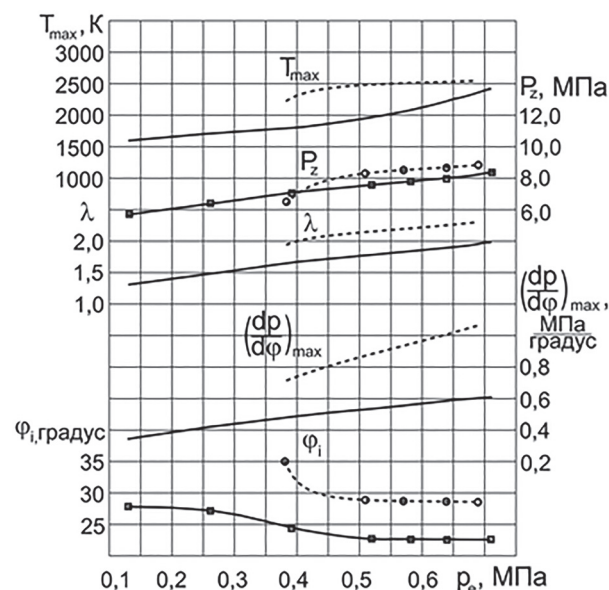


Рис. 9. Показатели процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$: — дизельный процесс; - - - - - ЭТЭ

ставляет 1750 К, а применение ЭТЭ вызывает увеличение $T_{\max}$ до 2233 К. С возрастанием нагрузки до 0,69 МПа $T_{\max}$ возрастает с 2380 до 2530 К при переходе с дизельного топлива на ЭТЭ. При переходе с дизельного процесса для работы на ЭТЭ при $p_c = 0,38$ МПа происходит снижение максимального давления сгорания с 7,1 до 6,30 МПа, а при увеличении нагрузки до 0,69 МПа при переходе с дизельного топлива на работу на ЭТЭ происходит увеличение $p_{z \max}$ с 8,9 до 9,1 МПа, что составляет 2,3 %. При нагрузке $p_c = 0,38$ МПа применение ЭТЭ вызывает рост λ с 1,68 до 1,91, или на 13,7 %. Сравнивая работу дизельного процесса и ЭТЭ необходимо отметить, что происходит рост скорости нарастания давления газов на всех нагрузочных режимах. Так, при $p_c = 0,69$ МПа применение ЭТЭ вызывает рост $(dp/d\phi)_{\max}$ от 0,60 МПа/град при работе на дизельном топливе до 1,06 МПа/град при ЭТЭ, или на 76,7 %. Также просматривается и увеличение ϕ_r .

На рис. 10 представлены характеристики тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 на различных нагрузочных режимах работы.

Применение ЭТЭ также вызывает рост угла, соответствующего максимальной температуре цикла $\phi_{T \max}$, но на малых нагрузках этот рост является более значительным. Так, при работе на ЭТЭ при максимальном значении $p_c = 0,70$ МПа – $\phi_{T \max}$ 11,0° п.к.в. после ВМТ, а при снижении нагрузки до $p_c = 0,38$ МПа $\phi_{T \max}$ повышается до 18,0° п.к.в. после ВМТ, что, в свою очередь, выше дизельного процесса в диапазоне от 4,8 до 80,0 %, соответственно, в этом же диапазоне изменения нагрузки. При $p_c = 0,38$ МПа при работе на ЭТЭ $(d\chi_i/d\phi)_{\max}$ составляет 0,208, что на 85,7 % выше дизельного процесса. При максимальной нагрузке при работе на ЭТЭ $(d\chi_i/d\phi)_{\max}$ составляет 0,152, что на 65,2 % выше дизельного процесса. С увеличением нагрузки при работе на дизельном топливе и ЭТЭ снижаются значения активного выделения теплоты, соответствующие максимальному давлению сгорания $\chi_{i, Pz}$, и активного

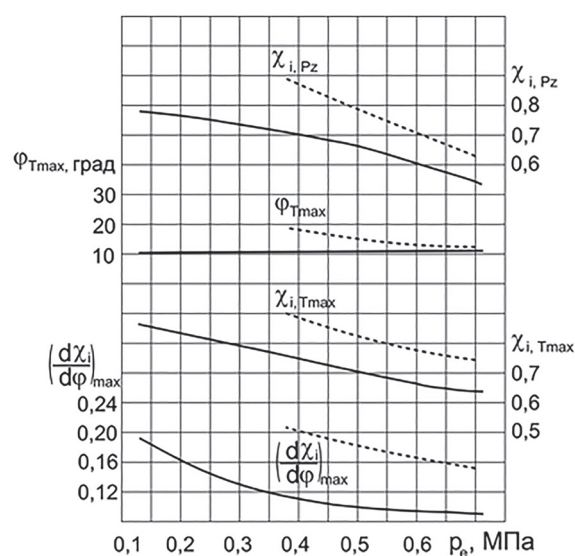


Рис. 10. Характеристики тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$: — дизельный процесс; - - - - ЭТЭ

выделения теплоты, соответствующие максимальной температуре цикла $\chi_{i, T \max}$.

При работе дизеля на ЭТЭ $\chi_{i, Pz}$ снижается от 0,89 при $p_c = 0,38$ МПа до 0,63 при $p_c = 0,70$ МПа, что выше дизельного процесса в этом же диапазоне на 25,4 и 18,9 % соответственно. Значения $\chi_{i, T \max}$ на ЭТЭ снижаются от 0,90 при $p_c = 0,38$ МПа до 0,74 при $p_c = 0,70$ МПа, что выше дизельного процесса в этом же диапазоне на 18,4 и 17,5 % соответственно.

Выводы

1. Экспериментальными исследованиями рабочего процесса тракторного дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на ЭТЭ определены значения показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения на номинальном режиме работы дизеля (табл. 1 и 2).

2. Для осуществления рабочего процесса дизеля 4Ч 11,0/12,5 при использовании в качестве основного топлива ЭТЭ необходимо соблюдать следующие рекомендации:

Таблица 1

Показатели процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 при УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и номинальном режиме ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,64$ МПа)

Дизель 4Ч 11,0/12,5	Показатели				
	$T_{\max}$, К	p_z , МПа	λ	$(dp/d\phi)_{\max}$, МПа/град	ϕ_r , градус
Дизельный процесс	2190	8,1	1,90	0,59	22,5
ЭТЭ	2510 (увеличение на 14,6 %)	8,9 (увеличение на 9,9 %)	2,27 (увеличение на 19,5 %)	1,01 (увеличение на 71,2 %)	28,0 (увеличение на 24,4 %)

Таблица 2

**Характеристики тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 при УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$
и номинальном режиме ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,64 \text{ МПа}$)**

Дизель 4Ч 11,0/12,5	Показатели			
	$\chi_{i, Pz}$	$\chi_{i, T_{\max}}$	$(d\chi_i/d\phi)_{\max}$	$\phi_{T_{\max}}$, градус
Дизельный процесс	0,58	0,64	0,095	10,5
ЭТЭ	0,68 (увеличение на 17,2 %)	0,76 (увеличение на 18,8 %)	0,160 (увеличение на 68,4 %)	12,0 (увеличение на 14,3 %)

- с целью предотвращения разложения ЭТЭ принятого состава не хранить эмульсию в топливных баках более 18 часов;
- максимальная величина концентрации этанола в составе ЭТЭ не должна превышать 25 % от общего количества топлива с целью обеспечения достаточных условий для организации стабильного процесса горения с отсутствием пропусков воспламенения;
- при работе на ЭТЭ для достижения наименьшего удельного расхода топлива, минимальных выбросов токсичных компонентов с отработавшими газами и снижения «жесткости» процесса сгорания необходимо снизить установочный УОВТ до $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$.

Литература

- Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Са Бовэнь. Вязкостные характеристики многокомпонентных смесевых биотоплив на основе растительных масел // Транспорт на альтернативном топливе. 2016. № 6 (54). С. 33–49.
- Лиханов В.А., Лопатин О.П., Романов С.А., Патуров А.В. Сгорание и тепловыделение в цилиндре тракторного дизеля при работе на метано-топливной эмульсии // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 11. С. 14–19.
- Лопатин О.П. Исследование экологических показателей дизеля при работе на природном газе, метано- и этано-топливных эмульсиях // Международный научно-исследовательский журнал. 2015. № 4–1 (35). С. 81–83.
- Романов С.А. Исследование рабочего процесса дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на метано-топливной эмульсии: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2010. 216 с.
- Борщевский С.М. Присадки к смазочным маслам // Мир нефтепродуктов. Вестник нефтяных компаний. 2007. № 5. С. 42–45.
- Чупраков А.И. Улучшение эффективных показателей дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на этано-топливной эмульсии путем совершенствования процессов сгорания и тепловыделения: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2012. 192 с.
- Гусаков С.В., Патрахальцев Н.Н. Планирование, проведение и обработка экспериментальных исследований ДВС: учебное пособие. М.: Изд-во РУДН, 2004. 168 с.

References

- Markov V.A., Devyanin S.N., Zikov S.A., Sa Boven'. Viscosity characteristics of multicomponent mixed biofuels based on vegetable oils. Transport na al'ternativnom toplive. 2016. No 6(54), pp. 33–49.
- Likhanov V.A., Lopatin O.P., Romanov S.A., Paturov A.V. Combustion and heat release in the cylinder of a tractor diesel engine when operating on a methanol-fuel emulsion Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 11, pp. 14–19.
- Lopatin O.P. Research of ecological parameters of a diesel engine at work on natural gas, methanol and ethanol-fuel emulsions. Mezhdunarodnyy nauchno-issledovatel'skiy zhurnal. 2015. No 4–1 (35), pp. 81–83.
- Romanov S.A. Issledovanie rabocheho protsessa dizelya 4Ch 11,0/12,5 pri rabote na metanolo-toplivnoy emul'sii: dis. ... kand. tekhn. nauk [Examination of the working process of a diesel engine 4Ch11.0/12.5 when working on a methanol-fuel emulsion: Dissertation for Scientific degree of Candidate of Technical Sciences]. Sankt-Peterburg, 2010. 216 p.
- Borshchevskiy S.M. Additives for lubricating oils. Mir nefteproduktov. Vestnik neftyanykh kompaniy. 2007. No 5, pp. 42–45.
- Chuprakov A.I. Uluchshenie effektivnykh pokazateley dizelya 4Ch 11,0/12,5 pri rabote na etanolo-toplivnoy emul'sii putem sovershenstvovaniya protsessov sgoraniya i teplovydeleniya: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving the effective performance of diesel 4Ch 11,0/12,5 when working on ethanol-fuel emulsion by improving the combustion and heat generation]. Sankt-Peterburg, 2012. 192 p.
- Gusakov S.V., Patrakhal'tsev N.N. Planirovanie, provedenie i obrabotka eksperimental'nykh issledovaniy DVS [Planning, implementation and processing of experimental ICE research: manual]. Moscow: Izd-vo RUDN Publ., 2004. 168 p.

НЕСУЩИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ

BEARING AND TECHNOLOGICAL SYSTEMS FOR BUILDING AGRICULTURAL AGGREGATES

А.И. ДМИТРЕНКО, к.т.н.

А.И. БУРЬЯНОВ, д.т.н.

Ю.О. ГОРЯЧЕВ, к.т.н.

ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской»,
г. 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

SSE "ARC "Donskoy", Zernograd, Russia,
burjanov 2015@yandex.ru

В результате технического переоснащения машинно-тракторных парков сельскохозяйственных предприятий в последнее время на полях последних появляются технологические агрегаты нового поколения. Принципиальное отличие таких агрегатов состоит не только в их конструктивном модульном построении, но и в агрегатировании их мобильных энергетических средств или универсальных энергетических средств со сменяемыми модулями-адаптерами. Выполнены классификации составных элементов построения таких модульных агрегатов на базе мобильных энергетических средств и универсальных энергетических средств – в качестве их несущих систем и набора сменяемых модулей-адаптеров – в качестве технологических систем. Объекты классификации несущих систем подразделены по их типу, ряду основных отличительных признаков, связанных с принципом формирования агрегатов, исполнением их ходовых шасси, по агрегатированию технологических систем с несущими системами, по конструктивным особенностям размещения или наличия отдельных составных агрегатов и механизмов – силовой установки, кабины управления, механизма замены сменяемых модулей-адаптеров и других. Для объектов технологических систем выделены отличительные признаки, связанные с выполняемыми процессами и назначением сменяемых модулей-адаптеров, их конструктивным исполнением, а также со способами их агрегатирования с мобильными энергетическими средствами и универсальными энергетическими средствами. Приведены марки серийно освоенных машин, опытных образцов перспективных концептуальных разработок. В ходе проведенных патентных исследований выявлен ряд использованных в конструкциях освоенных моделей и разрабатываемых перспективных агрегатах охранных документов (патентов), относящихся к техническим и технологическим решениям. Техно-экономическая оценка функционирования составов машинно-тракторных парков на примере моделей сельскохозяйственных предприятий в подзонах регионов юга России прогнозно подтвердила, что применение машинно-тракторных парков на базе агрегатов нового поколения (мобильных энергетических средств с комплектами сменяемых модулей-адаптеров) обеспечит снижение потребности в энергомашинах, уровня затрат на комплектование новых составов машинно-тракторных парков и их эксплуатацию.

Ключевые слова: несущие системы, технологические системы, составные агрегаты, мобильные энергетические средства, универсальные энергетические средства, сменяемые модули-адаптеры, агрегатирование, классификация.

As a result of the technical re-equipment of machine and tractor parks of agricultural enterprises, recently technological units of a new generation appear on the fields. The principal difference of such units is not only in their constructive modular design, but also in the aggregation of their mobile power tools or universal energy facilities with replaceable adapter modules. The classification of composite elements for the construction of such modular aggregates based on mobile power tools and universal power facilities – as their carrier systems and a set of replaceable adapter modules – as technological systems has been performed. Objects of the classification of load-bearing systems are subdivided according to their type, a number of the main distinctive features associated with the principle of aggregate formation, the performance of their running chassis, the integration of technological systems with bearing systems, the design features of location or the presence of separate composite units and mechanisms – power plant, control cabin, mechanism for replacing the plug-in adapters and others. For the objects of technological systems, distinctive features are identified that are associated with the processes performed and the purpose of the replaceable adapter modules, their design execution, and also with the ways of their aggregation with mobile power facilities and universal energy resources. Given the brand commercially cultivated machines, prototypes of promising conceptual designs. In the course of the patent studies, a number of security documents (patents) used in the designs of developed models and advanced units developed relating to technical and technological solutions were identified. The technical and economic assessment of the functioning of machine and tractor parks using the example of models of agricultural enterprises in the subareas of the regions of southern Russia predicted that the use of machine and tractor parks based on new generation units (mobile energy facilities with sets of plug-in adapters) will reduce the need for power machines, levels of costs for the recruitment of new equipment of machine and tractor parks and their operation.

Keywords: load-bearing systems, technological systems, composite units, mobile energy devices, universal energy resources, replacement module-adapters, aggregation, classification.

Введение

Эффективное хозяйствование в условиях современных форм производства с.-х. продукции в сельскохозяйственных предприятиях (СХП) требует принятия ряда неотложных мероприятий, относящихся, прежде всего, к существенному укреплению и инновационному развитию как технологической, так и технической базы СХП. Это предполагает обеспечение возможности широкого применения прогрессивных технологий возделывания основных с.-х. культур в их техническом сопровождении высокоэффективными агрегатами на основе техники нового поколения. Такая техника должна представлять собой машины и агрегаты не только традиционного конструктивного исполнения, но, главным образом, базу для формирования перспективных составных с.-х. агрегатов – в виде их основных несущих и технологических систем. На практике в СХП уже нашли применение составные с.-х. агрегаты разного назначения, с разными принципами формирования, агрегатирования их несущих и основных технологических систем, а также конструктивного исполнения. Однако в уже имеющихся литературных публикациях недостаточно и неполно раскрыта, обобщена и систематизирована информация о разработке и использовании таких модульных энергетических средств (МЭС), универсальных энергетических средств (УЭС) и их аналогов.

Цель исследования

Цель исследования состоит в разработке аспектов построения с.-х. составных агрегатов из основных элементов – несущих (энергосредств) и технологических систем (сменяемых модулей-адаптеров) с позиций системного подхода, на основе изучения опыта использования таких агрегатов в СХП уже в виде реализованных конструкций и создания моделей машин перспективных концептуальных разработок и образцов, проектируемых в научных учреждениях и КБ промышленности.

Материалы и методы

На основе выполненных информационно-аналитических исследований приведены систематизированные материалы и сведения о применяемых и вновь составляемых агрегатах на базе несущих энергосредств и технологических сменных модулей-адаптеров, разрабатываемых для условий села. Показаны

классификации составляющих элементов агрегатов – несущих и технологических систем, защищенность охраняемыми документами используемых в агрегатах инновационных решений, раскрыты их основные преимущества и перспективы применения на селе. Оценка эффективности комплектования и функционирования разных составов машинно-тракторных парков (МТП) выполнена на примере моделей СХП зернопроизводящих регионов юга России с использованием разработанной во ВНИПТИ-МЭСХ – СКНИИМЭСХ и модернизированной математической модели и алгоритмно-программного комплекса АСПТОР (автоматизированной системы проектирования технического оснащения растениеводства) по оптимизации составов МТП [1].

Технологические агрегаты в СХП комплектуются на базе имеющихся составов МТП из серийных тракторов, самоходных комбайнов и машин-орудий и из вновь поступающих агрегатов нового поколения, которые существенно выделяются своей универсальностью и новизной, конструктивным исполнением. Их основа – составные элементы, включающие несущие системы на основе мобильных или универсальных энергетических средств (МЭС или УЭС), и технологические системы в виде сменных модулей-адаптеров (СМ-А). Агрегаты нового поколения получили распространение в ряде стран Европы и представлены несколькими семействами с их моделями и модификациями. Это модели: УЭС семейства «ПОЛЕСЬЕ»-250/280; 290/450 (ОАО «Гомсельмаш», Беларусь); МЭС семейства «XERION»-3300/3800 (фирмы CLAAS, Германия), МЭС семейства «TERRA-VARIANT»-500/600 (фирмы HOLMER, Германия), а также проектируемые в научно-исследовательских учреждениях концептуальные разработки агрегатов модульного построения аналогичного назначения [2–9]. МЭС или УЭС преимущественно выполнены на колесном ходу. В составы технологических систем или СМ-А представленных семейств и моделей МЭС входят почвообрабатывающие машины-орудия, грузонесущие и распределяющие кузова или цистерны для зерна, свеклы и удобрений, кормоуборочные и зерноуборочные агрегаты и комплексы.

Результаты и обсуждение

Технологические и компоновочные схемы таких модульных агрегатов, аспекты формиро-

В материалах рисунков обобщены и систематизированы сведения о семействах и моделях МЭС, ранее реализованных на практике в СХП и разрабатываемых в научных организациях в новых концептуальных решениях. В сег-

мент классификации несущих систем вошли тракторы, самоходные шасси, МЭС и УЭС в основном на колесных ходовых шасси, освоенные в виде серийных машин, опытных образцов и перспективных разработок. Единым и объединяющим для рассмотренных агрегатов является принцип их формирования – модульное построение, сочетающее агрегатирование их несущих и технологических систем. В качестве основных несущих систем для агрегатов

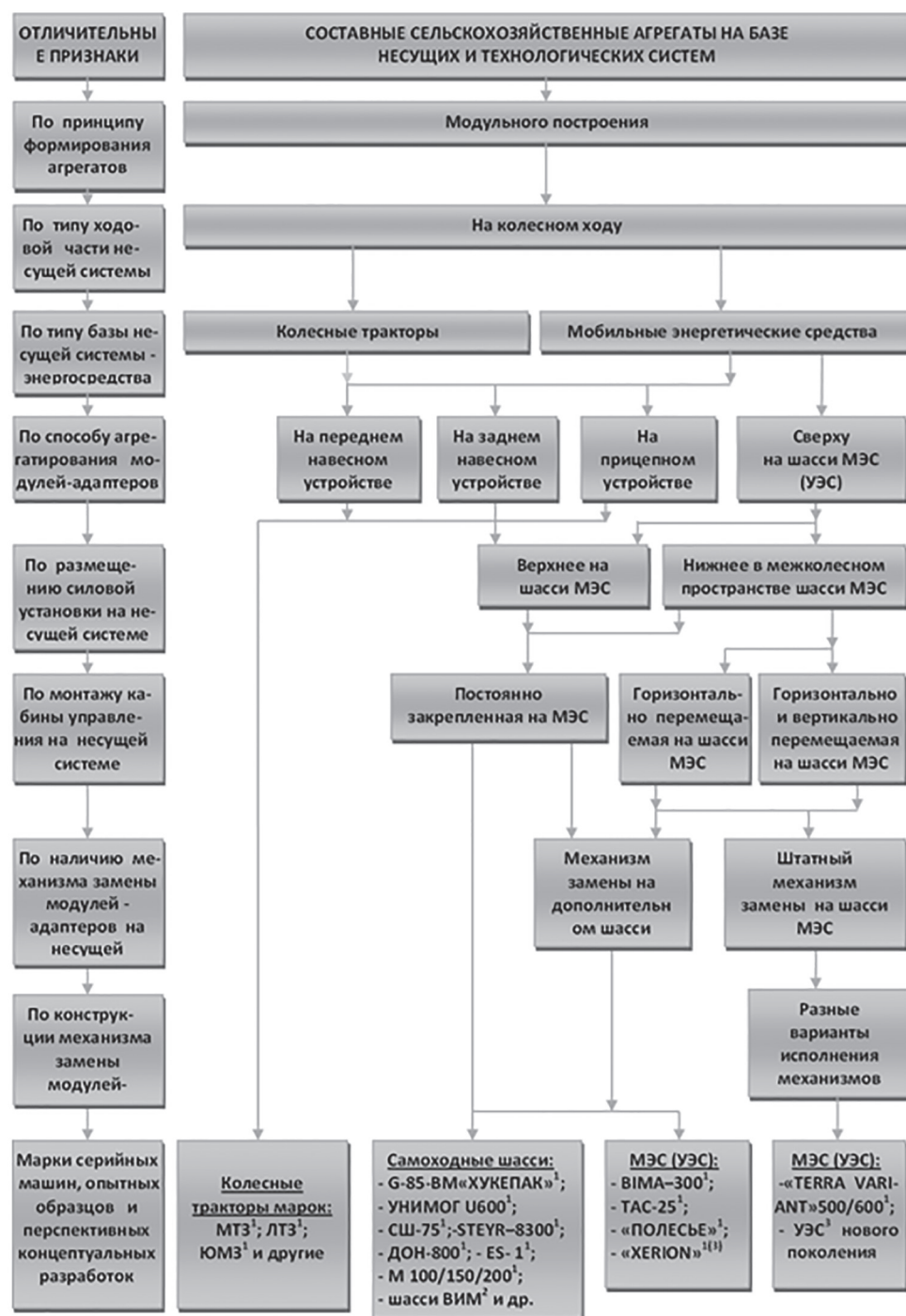


Рис. 1. Схема классификации составных сельскохозяйственных агрегатов модульного построения:
¹ – серийные машины; ² – опытные образцы; ³ – концептуальные разработки

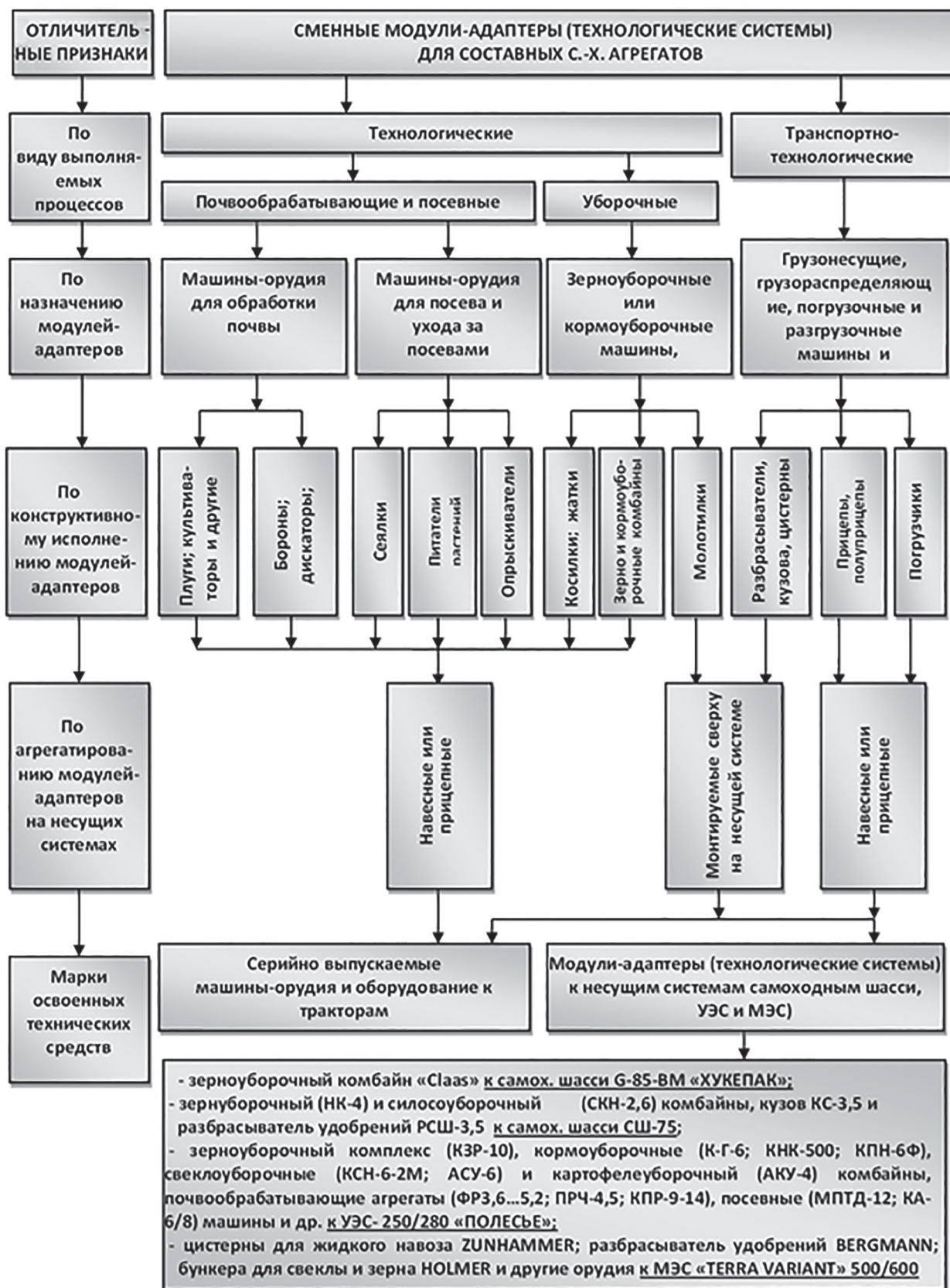


Рис. 2. Схема классификации сменных модулей-адаптеров (технологических систем) для несущих систем составных с.-х. агрегатов

могут выступать как серийные колесные тракторы, так и МЭС или УЭС (см. рис. 1).

Последний вариант значительно расширяет возможности и удобства при агрегатировании СМ-А и УЭС за счет соосного расположения и сопряжения между собой элементов конструкций несущей и технологической систем с образованием прямого потока прохождения убираемого продукта по рабочим органам СМ-А.

Наличие механизма или устройства для замены СМ-А на несущем шасси (как на дополнительном шасси, так и в штатной комплектации на несущих шасси) позволит значительно упростить и сократить величину продолжительности составления или разъединения агрегата. Штатным механизмом замены СМ-А укомплектованы несущие системы МЭС «TERRA-VARIANT»-500/600 и разрабатываемое в ФГБНУ СКНИИМЭСХ – «АНЦ «Донской» (г. Зерноград Ростовской обл.) УЭС нового поколения.

Остальные ранее неупомянутые марки и модели самоходных шасси: STEYR-8300 (выпускалось в Австрии); ДОН-800 и ES-1 (выпускались и выпускаются в России); М 100/150/200 (выпускались в Канаде); а также опытные образцы энергосредств (разрабатывались в ВИМ – СЭС-100 и во ВНИПТИМЭСХ – ЭС-80) более узкого предназначения – для применения в уборочных процессах на скашивании хлебов не только зерновых, но и других культур (в частности, кормовых) в качестве мобильных косилок и комбайнов.

В классификацию технологических систем вошли СМ-А к несущим системам составных с.-х. агрегатов (см. рис. 2). Технологические системы по видам выполняемых процессов и назначению подразделены на чисто технологические, транспортно-технологические и уборочные СМ-А. По исполнению СМ-А представляют собой конкретные конструкции машин-орудий для обработки почвы, посева и ухода за посевами с.-х. культур, грузонесущих или грузораспределяющих машин и оборудования, зерноуборочных или кормоуборочных машин и комплексов.

По агрегатированию СМ-А на шасси несущих систем они подразделяются на навесные, прицепные и монтируемые сверху на шасси несущих систем.

В завершение в обеих классификациях приведены сведения по конкретным маркам моделей несущих систем (МЭС или УЭС) и тех-

нологических систем (СМ-А) составных с.-х. агрегатов модульного построения (как серийно освоенных машинах, опытных образцах и концептуальных разработках).

В материалах табл. 1 представлена информация о патентной защищенности охраняемыми документами (патентами) технических или технологических решений в конструкциях и компоновках составных с.-х. агрегатов на базе МЭС/УЭС и СМ-А. Здесь раскрыты сведения об использовании охраняемых документов по серийно освоенному зерноуборочному комплексу КЗР-10 на базе УЭС-250/280 «ПОЛЕСЬЕ», запатентованному зерноуборочному или кормоуборочному комбайну на базе УЭС «XERION», концептуально разрабатываемым на перспективу: агрегатам модульного построения на базе УЭС нового поколения, а также агрегатам модульного построения на базе системы машин из безмоторных мобильных средств поочередного агрегатирования с одной силовой установкой [10–17]. Конструкции этих агрегатов и их составные части проиллюстрированы на рис. 3–6.

Агрегат для уборки с.-х. культур (пат. RU № 2146083) (см. рис. 3) представляет собой составной агрегат из энергетического средства, переднего навесного модуля (убирающего блока) и заднего прицепного модуля (обрабатывающего блока), которые технологически связаны между собой боковыми перегрузочными транспортерами. Сопряжение энергетического средства с задним прицепным модулем и боковых перегрузочных транспортеров последнего и переднего навесного модуля выполнены в одной вертикальной плоскости, что обеспечивает возможность их поворота между собой в поперечном направлении относительно продольной оси всего агрегата. Эти новации позволяют расширить функциональные возможности агрегата, повысить производительность и снизить потери убираемой культуры. Однако



Рис. 3. Зерноуборочный комплекс КЗР-10 на базе УЭС-250/280 «ПОЛЕСЬЕ» (серийно выпускаемый)

Таблица 1

Патентная защищенность в конструкциях серийных и разрабатываемых составных с.-х. агрегатов на базе УЭС и СМ-А

Объекты – несущие и технологические системы в серийных и разрабатываемых с.-х. агрегатах на базе УЭС и СМ-А	Наименование охранных документов (патентов) в объектах
1. Технологические, зерно-(КЗР-10) и кормо-(К-Г-6) уборочные комплексы на базе УЭС «ПОЛЕСЬЕ» (серийно выпускаются).	Агрегат для уборки с.-х. культур [10].
2. Зерноуборочный и кормоуборочный комбайны на базе УЭС «XERION» (на стадии разработки концепции).	С.-х. несущее транспортное средство [11].
3. Технологические и уборочные модульные агрегаты на базе УЭС нового поколения (на стадии разработки концепции).	Способ агрегатирования набора СМ-А и блоков из них с энергосредством для выполнения механизированных работ при производстве с.-х. продукции и средство для его осуществления [12].
	Энергосредство для агрегатирования с набором СМ-А при производстве с.-х. продукции [13].
4. Технологические и уборочные модульные агрегаты на базе систем мобильных средств поочередного агрегатирования с одной силовой установкой для выполнения уборки с.-х. культур и других работ (на стадии разработки концепции)	Система мобильных средств для уборки с.-х. культур [14].
	Система мобильных средств поочередного агрегатирования с одной силовой установкой для выполнения уборки с.-х. культур и других работ [15].
	Система безмоторных мобильных средств поочередного агрегатирования с одной силовой установкой для выполнения уборки с.-х. культур и других работ [16].
	Система безмоторных мобильных средств поочередного агрегатирования с одной силовой установкой для выполнения уборки с.-х. культур и других работ (варианты) [17].

компоновка энергетического средства не обеспечивает монтаж на его шасси сверху СМ-А, а также прямой поток продвижения продуктов уборки по рабочим органам его модулей (или блоков), допускает неравномерное распределение полной нагрузки на колеса шасси и перегрузку моста несущих колес.

С.-х. несущее транспортное средство (пат. RU № 2037284) (см. рис. 4) выполнено в составе шасси, навесного устройства, силовой установки, кабины водителя с механизмом ее перемещения и монтажа на одном из двух устройств на шасси, присоединяемого спереди убороч-

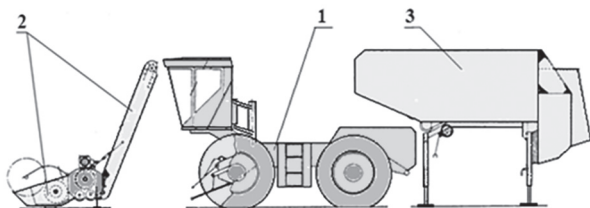


Рис. 4. Зерноуборочный комбайн на базе УЭС «XERION» (концептуальная разработка):
1 – шасси УЭС; 2 – уборочный модуль;
3 – обрабатывающий модуль

ного агрегата и смонтированного сверху на шасси несущего средства обрабатывающего узла и установленных между ними двух наклонных конвейеров.

Новации обеспечат возможность максимально быстрого и надежного переоборудования несущего средства для использования в различных целях с обеспечением хороших условий обзора оператору при работе на тракторе или на самоходных специальных уборочных машинах, например комбайнах и др. Однако конструктивное исполнение технологической части соединения навесного уборочного агрегата на несущем средстве и смонтированного сверху на нем обрабатывающего узла в виде двух наклонных конвейеров не обеспечивает реализации максимальной производительности всего уборочного агрегата в связи их недостаточными габаритами по ширине.

Технические и технологические решения (группа пат. RU № 2431954, 2574479) представляют собой сочетание способов агрегатирования СМ-А с энергосредством и средство их осуществления (рис. 5, рис. 6, а, рис. 6, б

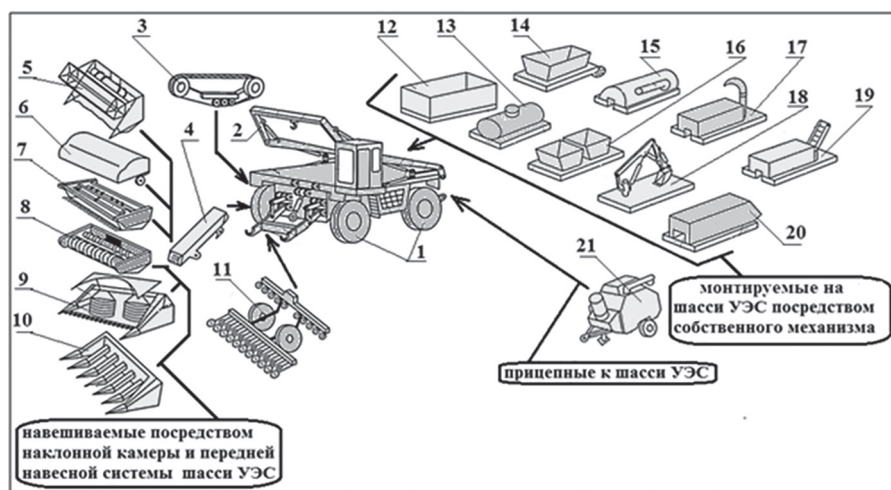


Рис. 5. Технологические и уборочные модульные агрегаты на базе УЭС нового поколения (концептуальная разработка):

1 – шасси УЭС; 2 – погрузочное устройство для замены модулей; 3 – сменный гусеничный ход; 4 – наклонная камера; 5, 6 – жатки для зерновых; 7 – косилка; 8 – подборщик; 9, 10 – жатки для кукурузы и подсолнечника; 11 – сеялка; 12 – кузов; 13 – цистерна; 14 – разбрасыватель; 15 – молотильное устройство; 16 – расходные емкости; 17 – измельчитель кормов; 18 – погрузчик-экскаватор; 19 – питатель кормов; 20 – початкоочиститель; 21 – накопитель-очиститель зерна

и рис. 6, в). Согласно первому пат. № 2431954, способ осуществляется путем сочетания традиционных навешивания и присоединения к энергосредству СМ-А и блоков из них, а также отсоединения из блоков, по крайней мере, одного СМ-А и установки его сверху на раму энергосредства с помощью погрузочного устройства, реализующего несколько вариантов замены (установки и снятия) СМ-А. Средство для осуществления способа включает энергосредство в составе ходового шасси с рамой, поперечно перемещаемой на раме кабины управления, силовой установкой снизу рамы, навесных и прицепных устройств, приводов и коммуникаций для рабочих органов СМ-А, погрузочное устройство и сам набор СМ-А, навешиваемых и присоединяемых к раме энергосредства, а также устанавливаемых сверху на его раму. Конструкции погрузочных устройств могут быть разного исполнения (см. рис. 7). Согласно второму пат. № 2574479, энергосредство агрегируется с набором из СМ-А, например, навешиваемой посредством наклонной камеры жатвенной части, устанавливаемых сверху на энергосредство технологическим обрабатывающим агрегатом или грузовым кузовом, а также прицепным накопителем-очистителем.

Энергосредство состоит из ходового шасси с рамой, кабины управления, силовой установки с гидросистемой, навесного и прицепного

устройств, приводов и коммуникаций для рабочих органов СМ-А, наклонной камеры с питающим транспортером, погрузочного устройства и самого набора СМ-А. Кабина управления установлена на раме энергосредства посредством устройства поперечного перемещения, поворотного – посредством гидропривода, что обеспечивает возможности расположения кабины управления на разных горизонтальных уровнях (см. рис. 5 и 6).

Новаии в технических решениях направлены на повышение эксплуатационных возможностей и характеристик энергосредства с агрегируемыми СМ-А и позволяют эффективно осуществлять механизированные работы с существенным сокращением затрат труда и средств на их выполнение.

Следующая группа технических и технологических решений (пат. RU № 2369077, 2461175, 2533043, 2533043) представляют собой совокупность систем безмоторных мобильных средств поочередного агрегатирования с одной силовой установкой для выполнения уборки с.-х. культур и других работ. Одна из систем (пат. № 2533043, см. рис. 7) включает, по крайней мере, два уборочных и одно транспортно-тяговое безмоторных мобильных средств, а также поочередно агрегируемые с ними силовые установки и СМ-А. Безмоторные уборочные мобильные средства состоят из ходового шасси, рамы с технологическими рабочими органами для уборки

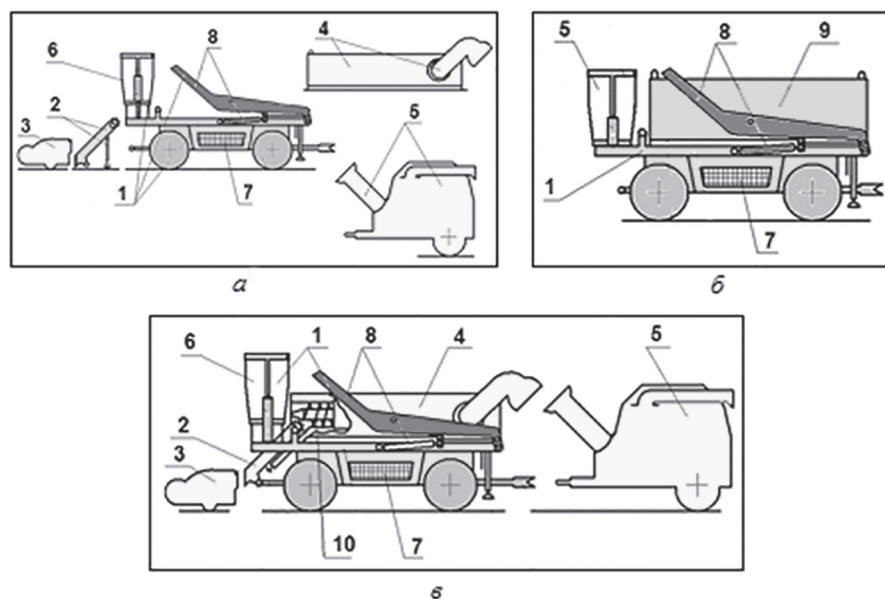


Рис. 6. Технологические и уборочные модульные агрегаты на базе УЭС нового поколения (концептуальная разработка):

1 – шасси УЭС; 2 – наклонная камера; 3 – жатка; 4 – обмолачивающий модуль; 5 – очиститель-накопитель; 6 – кабина; 7 – силовая установка; 8 – механизм замены модулей; 9 – кузов

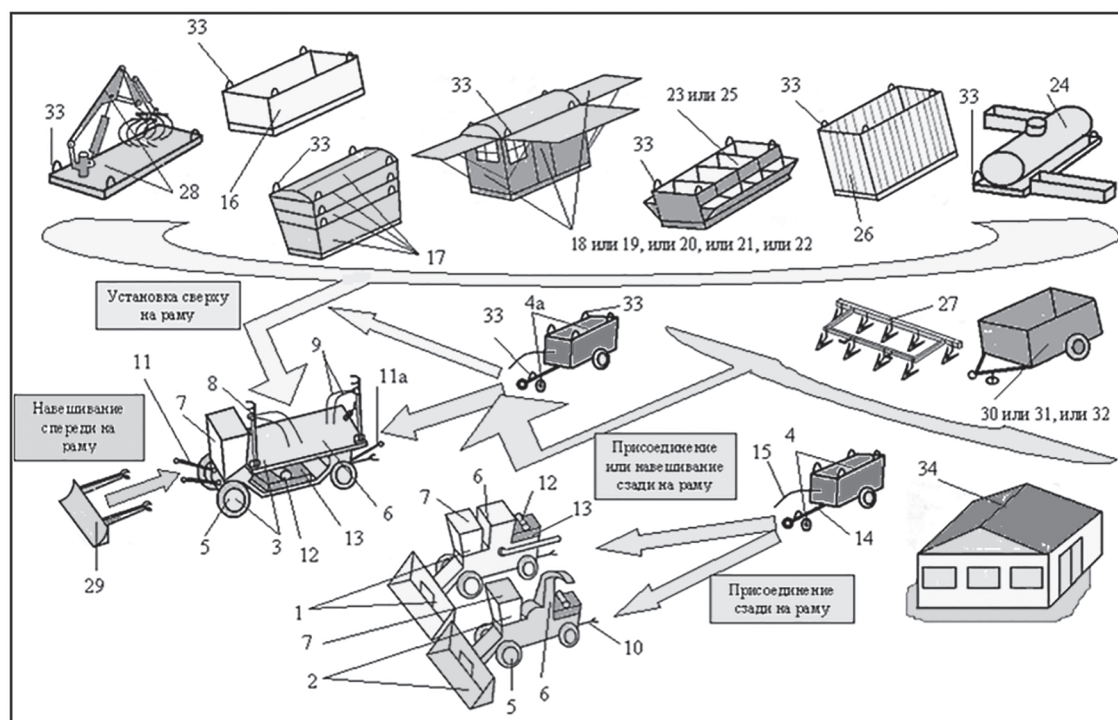


Рис. 7. Технологические и уборочные модульные агрегаты на базе системы мобильных средств поочередного агрегатирования с одной силовой установкой (концептуальная разработка):

1, 2 – безмоторные мобильные средства бункерного и безбункерного типа; 3 – тягово-транспортное безмоторное мобильное средство; 4 и 4а – силовая установка; 5 – ходовое шасси; 6 – рабочие органы; 7 – кабина; 8, 9 – механизм замены модулей; 10, 11, 11а – прицепное и навесное устройства; 12 – электромотор; 13 – насосная станция; 14 – шасси; 15 – силовой кабель; 16 – универсальный кузов; 17 – пакетируемые кузова; 18 – трансформируемый полевой стан; 19 – кузов-склад; 20 – кузов-мастерская; 21 – кузов-заправочная; 22 – торговый павильон; 23 – кузов-кормушка; 24 – кузов-поилка; 25 – кузова – расходные емкости; 26 – кузов для легковесных грузов; 27 – посевное орудие; 28 – погрузочный модуль; 29 – бульдозер; 30 – разбрасыватель удобрений; 31 – опрыскиватель растений; 32 – раздатчик кормов; 33 – захватная петля; 34 – стационарный объект

с.-х. культур, приводы которых выполнены гидравлическими и от электромоторов. Силовые установки выполнены из электромоторов с насосными станциями на раме каждого из уборочных и транспортно-тягового безмоторных мобильных средств и основной и резервной электростанций на прицепных шасси. Транспортно-тяговое безмоторное мобильное средство состоит из ходового шасси, рамы с механизмом замены и разгрузки съемных кузовов и СМ-А, прицепных и навесных устройств. В состав системы входит широкий состав СМ-А, в том числе: погрузочный модуль с бульдозерной лопатой, универсальные кузова для транспортировки грузов, специализированные кузова для перевозки зерна, легкового груза, для поения и кормления животных в поле, для накопления и расхода кормов, семян, удобрений, трансформируемые кузова-контейнеры для культурно-бытового обслуживания работы персонала и сервисного сопровождения техники в полевых условиях, прицепные технологические адаптеры для разбрасывания удобрений, опрыскивания растений и раздачи кормов, а также почвообрабатывающие и посевные орудия. В целом новации направлены на значительное расширение области применения систем за счет увеличения разнообразия выполняемых ими работ. Однако широкое применение подобных компоновок и конструкций систем машин в СХП, по-видимому, найдет в далекой перспективе при условии освоения предприятиями с.-х. машиностроения необходимых комплектующих узлов и агрегатов.

В результате проведения оптимизационных расчетов на моделях СХП в производственных подзонах зернопроизводящих регионов юга России оценены потребность в энергомашинах (тракторах, комбайнах и УЭС), а также уровни показателей эффективности использования разных составов МТП из агрегатов техники нового поколения (МЭС с комплектами СМ-А) по сравнению с базой (МТП из агрегатов серийной техники), которые приведены в табл. 2 и 3. В качестве моделей рассмотрены СХП с площадью пашни 5000 га на базе рекомендуемых типовых севооборотов с соответствующими составами МТП на базе агрегатов из техники нового поколения (новый) и серийной техники (базовый) для выполнения годовых объемов работ.

Потребность в энергомашинах, на примере модели СХП южной подзоны Ростовской об-

ласти, в новой комплектации МТП снижается в 1,5 раза – с 30 до 20 единиц (табл. 2). При этом новые агрегаты в составе 10 единиц УЭС с комплектами СМ-А на выполнении годового объема работ в вышеназванной модели СХП заменяют: полностью все тракторы марки Агромаш-90ТГ (5 единиц) – на почвообрабатывающих операциях (вспашка, лущение, дискование, посев и др.) и самоходные комбайны марок Acros (10 единиц) и Дон-680 (2 единицы) – на уборке зерновых и силосных культур, а также частично сокращают потребность в тракторах всех марок Беларусь – с 13 до 10 единиц, применяемых на прикорневой подкормке, внесении и заделке гербицидов и др. Годовая загрузка единицы УЭС в модели СХП составляет 850 ч.

Пиковая потребность в УЭС определяется на работах, выполняемых в период уборки зерновых колосовых культур. В первую очередь это относится к комбайновой уборке, на которой модульные агрегаты УЭС полностью заменяют традиционные зерноуборочные комбайны Acros, будучи в агрегате со специализированными зерноуборочными СМ-А.

В то же время список операций, выполняемых в указанный уборочный период, включает (кроме уборочных, транспортных и стационарных) также и почвообрабатывающие операции, в том числе и лущение стерни, проводимое одновременно с уборкой зерновых. Для их реализации не вполне целесообразно иметь дополнительные единицы УЭС, а задействовать при этом на обработке почвы агрегаты на базе тракторов общего назначения с тяговым классом 20–30 кН (Беларус-1221, Беларус-1523).

В другие рабочие периоды (сев озимых и яровых, осенняя вспашка и др.) вышеназванные свободные тракторы могут частично использоваться для выполнения соответствующих операций, поскольку стоимость выполнения единицы работ у таких агрегатов ниже из-за их меньшей балансовой стоимости, которая определяет величины амортизационных и ремонтных отчислений по агрегатам.

В свою очередь, агрегаты на базе УЭС выполняют, например, основные объемы работ по осенней пахоте, а также другие энергоемкие работы. Кроме того, на операциях с малой энергоемкостью и незначительными объемами (погрузка и внесение удобрений, междурядные обработки пропашных и др.) целесообразно применять сравнительно маломощные, но от-

Таблица 2

**Составы агрегатов по вариантам комплектования МТП в модели СХП
южной подзоны Ростовской области и потребность в них на технологических операциях**

Технологические операции	Составы технологических агрегатов по вариантам комплектования МТП в модели СХП					
	Базовый			Новый		
	Тракторы и серийные с.-х. машины – орудия (М-О)			МЭС и с.-х. сменные модули-адаптеры (СМ-А)		
	агрегаты		потребность, единиц	агрегаты		потребность, единиц
	энерго-машина	машина – орудие		энерго-машина	машина – орудие	
Тракторы и энергосредства на возделывании с.-х. культур						
Боронование, культивация, вспашка, выравнивание почвы, корпусное лушение, дискование; посев: зерновых, пропашных, корнеплодов и овощей, прикатывание посевов; прикорневая подкормка, внесение и заделка гербицидов; транспортировка, разравнивание и трамбовка зеленой массы; погрузка, измельчение и внесение минеральных и органических удобрений	трактор Агромаш-90ТГ	почвообр. М-О	5	энергосредство УЭС	почвообр. СМ-А	5
	трактор Беларус-1523	с.-х. М-О	2	трактор Беларус-1523	с.-х. М-О	1
	трактор Беларус-1221	с.-х. М-О	7	трактор Беларус-1221	с.-х. М-О	3
	трактор Беларус-952	с.-х. М-О	4	трактор Беларус-952	с.-х. М-О	6
Комбайны и энергосредства на уборке с.-х. культур						
Уборка зерновых колосовых, бобовых; кукурузы с обмолотом початков; подсолнечника	комбайн Acros	жатки	10	УЭС	зерноубор. СМ-А	10
Уборка кукурузы на силос	комбайн Дон-680	жатки	2	УЭС	кормоубор. СМ-А	2
Энергомашины (тракторы, комбайны и энергосредства)						
По вариантам комплектования МТП в СХП	тракторы	М-О	18	тракторы	М-О	10
	комбайны	жатки	12	УЭС	СМ-А	10
	всего		30	всего		20

носителем недорогие агрегаты на базе тракторов, в частности, универсально-пропашных класса тяги 1,4 (Беларус-952).

При выполнении уборочных работ шасси УЭС агрегируется со СМ-А по типу серийно выпускаемого комплекса КЗР-10 для уборки зерновых (в виде жатки для зерновых, наклонной камеры, МСУ, прицепного накопителя-очистителя зерна), с тем же комплексом на уборке кукурузы с обмолотом ее початков – с жаткой для кукурузы и с тем же комплексом на уборке подсолнечника – с жаткой для подсолнечника. При скашивании силосных и кормовых культур шасси УЭС агрегируется

со СМ-А по типу серийного комплекса К-Г-6 для уборки кормовых культур (в виде жатки для силосных и кормовых культур, наклонной камеры, измельчителя силосных и кормовых культур). При выполнении почвообрабатывающих и посевных операций, а также при уходе за посевами растений шасси УЭС агрегируется со специализированными СМ-А в виде прицепных и навесных с.-х. машин-орудий (М-О) соответствующего назначения или с их серийными аналогами.

Оценка также показала, что величины уровней капитальных вложений в новые составы МТП в разрезе всех 11 моделей (см. табл. 3)

Таблица 3

Уровни показателей эффективности использования новых составов МТП из агрегатов техники нового поколения в сравнении с базой в моделях СХП подзон регионов юга России

Подзоны регионов юга России	Значение уровней показателей* использования МТП на основе техники нового поколения в моделях СХП		
	капитальные вложения в МТП	эксплуатационные затраты по МТП	чистый дисконтированный доход (ЧДД)
Регион – Краснодарский край			
Северная	0,798	0,865	1,318
Центральная	0,748	0,826	1,510
Западная	0,791	0,866	1,455
Анапо-Таманская	0,709	0,794	1,644
Регион – Ростовская область			
Северная	0,818	0,853	1,803
Южная	0,822	0,859	1,531
Восточная	0,825	0,875	2,989
Регион – Ставропольский край			
Овцеводческая	0,817	0,876	5,432
Зерново-овцеводческая	0,808	0,858	3,445
Зерново-скотоводческая	0,736	0,825	1,880
Прикурортная	0,813	0,841	1,536

Примечание: * доля от базовых значений, уровни которых приняты за 1,0.

СХП составляют от 0,709 до 0,825 от базовых значений, уровни которых приняты за 1,0. Величины эксплуатационных затрат по составам МТП в моделях также снижаются от базовых значений – с 0,794 до 0,876. При этом величины уровней ожидаемых чистых дисконтированных доходов увеличиваются с 1,318–2,107 до 5,432 от базовых значений. То есть применение МТП из агрегатов на базе техники нового поколения (МЭС с комплектами СМ-А) обеспечивает снижение затрат (капитальных вложений) на комплектование новых составов МТП со снижением затрат на их эксплуатацию, а также рост доходной части (ЧДД) от нового состава МТП.

Выводы

Технологические агрегаты в СХП комплектуются в основном на базе составов МТП из серийных энергомашин (тракторов, самоходных комбайнов) и машин-орудий, и поступающей техники нового поколения, которая существенно выделяется своей универсальностью и новизной конструктивного исполнения. Агрегаты нового поколения распространены в ряде стран Европы в виде ряда семейств и их моделей или модификаций. Это УЭС семейства «ПОЛЕСЬЕ»-250/280;290/450 (ОАО «Гомсельмаш», Беларусь); МЭС семейства «XERION»-

3300/3800 (фирмы CLAAS, Германия), МЭС семейства «TERRA-VARIANT»-500/600 (фирмы HOLMER, Германия), а также создаваемые в научно-исследовательских учреждениях аналогичные концептуальные разработки модульного построения. В составы технологических систем (исполнительных рабочих органов) к семействам МЭС могут входить СМ-А разного назначения.

Выполненные по ряду основных отличительных признаков систематизации и классификации составных технологических и компоновочных схем модульных агрегатов по аспектам их построения, а также исполнения частей и механизмов позволили установить, что единым и объединяющим для рассмотренных составных агрегатов является принцип их формирования – модульное построение, сочетающее агрегатирование их несущих и технологических систем в единый агрегат. Несущие системы исполнены, как правило, на основе мобильных или универсальных энергетических средств (МЭС или УЭС), а технологические системы – в виде сменных модулей-адаптеров (СМ-А).

Технические и технологические решения в конструкциях перспективных серийно освоенных и разрабатываемых моделей и образцов модульных агрегатов защищены рядом охраняемых документов.

Технико-экономическая оценка подтвердила, что применение МТП на базе агрегатов из техники нового поколения (МЭС с комплектами СМ-А) обеспечит снижение потребности в энергомашинах и уровня затрат на комплектование новых составов МТП, их эксплуатацию и рост доходной части по МТП.

Литература

1. Бершицкий Ю.И., Горячев Ю.О. Оптимизация состава МТП с использованием целочисленного линейного программирования // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1999. № 1. С. 23–26.
2. 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. 5–9.
3. Шуринов В.А. Основы агрегатирования универсального мобильного энергетического средства с адаптерами различного назначения. Гомель: ИММС НАНБ, 1999. 392 с.
4. 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.
5. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. Универсальные технические системы для сельского хозяйства // Сельскохозяйственная техника. 2015. Т. LII. № 1. С. 27–39.
6. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. Современные тенденции развития мобильных энергетических средств для села // Техника и оборудование для села. 2015. № 6. С. 8–13.
7. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. Современные модульные технологические агрегаты // Сельский механизатор. 2016. № 3. С. 14–16.
8. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И., Горячев Ю.О. и др. Модульные зерноуборочные агрегаты на базе универсальных энергетических средств // Вестник аграрной науки Дона. 2016. Т. 3. № 35. С. 14–30.
9. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. К анализу тракторных перевозок грузов в сельскохозяйственном производстве // В сборнике научных трудов: Обоснование и разработка новых технологий и технических средств в животноводстве. Зерноград, 2001. С. 154–161.

10. Шуринов В.А., Федорович С.А., Мордухович А.В. и др. Агрегат для уборки сельскохозяйственных культур. Патент РФ № 2146083, 1998.
11. Фредриксен Н, Хайдыанн Ф, Кляйнеменке Х. Сельскохозяйственное несущее транспортное средство. Патент РФ № 2037284, 1990.
12. Бурьянов А.И., Пахомов В.И., Дмитренко А.И. и др. 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 РФ № 2431954, 2009.
13. Бурьянов А. И., Дмитренко А.И., Бурьянов М. А. и др. Энергосредство для агрегатирования с набором сменяемых модулей-адаптеров при производстве сельскохозяйственной продукции. Патент РФ № 2574479, 2013.
14. Дмитренко А.И., Агафонов Н.И., Бурьянов А.И. и др. Система мобильных средств для уборки сельскохозяйственных культур. Патент РФ № 2369077, 2008.
15. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И., Пахомов В.И. и др. Система мобильных средств поочередного агрегатирования с одной силовой установкой для выполнения уборки сельскохозяйственных культур и других работ. Патент РФ № 2461175, 2011.
16. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. Система безмоторных мобильных средств поочередного агрегатирования с одной силовой установкой для выполнения уборки сельскохозяйственных культур и других. Патент РФ № 2533043, 2013.
17. Бурьянов А.И., Дмитренко А.И. Система безмоторных мобильных средств поочередного агрегатирования с одной силовой установкой для выполнения уборки сельскохозяйственных культур и других работ (варианты). Патент РФ № 2566020, 2014.

References

1. Bershitskiy Yu.I., Goryachev Yu.O. Optimization of the composition of MTP using integer linear programming. Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva. 1999. No 1, pp. 23–26.
2. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Bur'yanov M.A. Ways and means of adapting MES for integration with harvesting and transport-technological modules. Tekhnika i oborudovanie dlya sela. 2013. No 6, pp. 5–9.
3. 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]. Gomel': IMMS NANB, 1999. 392 s.
4. 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 manufacturing. *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-practical conference]*. Krasnodar, 2013, pp. 109–115.
 5. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I. Universal technical Ssystems for agriculture. *Selskostopanska tekhnika*. 2015. Vol. LII. No 1, pp. 27–39.
 6. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I. Modern trends in the development of mobile energy resources for the village. *Tekhnika i oborudovanie dlya sela*. 2015. No 6, pp. 8–13.
 7. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I. Modern modular technological units. *Sel'skiy mekhanizator*. 2016. No 3, pp. 14–16.
 8. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Goryachev Yu.O. i dr. Modular grain-harvesting units based on universal energy facilities. *Vestnik agrarnoy nauki Dona*. 2016. Vol. 3. No 35, pp. 14–30.
 9. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I. Analysis of tractor transport of goods in agricultural production. *V sbornike nauchnykh trudov: Obosnovanie i razrabotka novykh tekhnologiy i tekhnicheskikh sredstv v zhivotnovodstve [In the collection of scientific papers: Rationale and development of new technologies and techniques in livestock production]*. Zernograd, 2001, pp. 154–161.
 10. Shurinov V.A., Fedorovich S.A., Mordukhovich A.V. i dr. Agregat dlya uborki sel'skokhozyaystvennykh kul'tur [Aggregate for harvesting crops]. Patent RF No 2146083, 1998.
 11. Fredriksen N, Khayd'yann F, Klyaynemenke Kh. Sel'skokhozyaystvennoe nesushchee transportnoe sredstvo [Agricultural carrying vehicle]. Patent RF No 2037284, 1990.
 12. Bur'yanov A.I., Pakhomov V.I., Dmitrenko A.I. i dr. 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 work in the production of agricultural products and a means for its implementation]. Patent RF No 2431954, 2009.
 13. Bur'yanov A. I., Dmitrenko A.I., Bur'yanov M. A. i dr. Energosredstvo dlya agregatirovaniya s naborom smenyaemykh moduley-adapterov pri proizvodstve sel'skokhozyaystvennoy produktsii [Energy for aggregation with a set of plug-in adapters for the production of agricultural products]. Patent RF No 2574479, 2013.
 14. Dmitrenko A.I., Agafonov N.I., Bur'yanov A.I. i dr. Sistema mobil'nykh sredstv dlya uborki sel'skokhozyaystvennykh kul'tur [The system of mobile means for harvesting crops]. Patent RF No 2369077, 2008.
 15. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Pakhomov V.I. i dr. Sistema mobil'nykh sredstv poocherednogo agregatirovaniya s odnoy silovoy ustanovkoy dlya vypolneniya uborki sel'skokhozyaystvennykh kul'tur i drugikh rabot [The system of mobile means of alternate aggregation with a single power plant for harvesting crops and other works]. Patent RF No 2461175, 2011.
 16. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I. Sistema bezmotornykh mobil'nykh sredstv poocherednogo agregatirovaniya s odnoy silovoy ustanovkoy dlya vypolneniya uborki sel'skokhozyaystvennykh kul'tur i drugikh [A system of non-motorized mobile means of alternate aggregation with a single power plant for harvesting crops and other]. Patent RF No 2533043, 2013.
 17. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I. Sistema bezmotornykh mobil'nykh sredstv poocherednogo agregatirovaniya s odnoy silovoy ustanovkoy dlya vypolneniya uborki sel'skokhozyaystvennykh kul'tur i drugikh rabot (varianty) [A system of non-motorized mobile means of alternate aggregation with a single power plant for harvesting crops and other works (options)]. Patent RF No 2566020, 2014.

АНАЛИЗ АГРОТЕХНИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДЛЯ ПОСЛОЙНОЙ БЕЗОТВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

ANALYSIS OF AGROTECHNICAL INDICES OF WORKING ORGANS FOR LAYERED SOIL-FREE TILLAGE

Г.Г. ПАРХОМЕНКО, К.Т.Н.
Ю.А. СЕМЕНИХИНА, К.Т.Н.
А.В. ГРОМАКОВ, К.Т.Н.
И.В. БОЖКО, К.Т.Н.

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

G.G. PARKHOMENKO, PhD in Engineering
YU.A. SEMENIKHINA, PhD in Engineering
A.V. GROMAKOV, PhD in Engineering
I.V. BOZHKO, PhD in Engineering

SSE «ARC «Donskoy», Zernograd, Russia, i.v.bozhko@mail.ru

При послойной обработке почвы формируется влагонакопительный слой внутри пласта. Рыхлитель для мелкой обработки почвы, конструкцию которого необходимо оптимизировать, входит в состав послойного рабочего органа для обработки почвы. Целью исследования является сравнительная оценка агротехнических показателей технологического процесса послойной безотвальной обработки почвы. Конструкция исследуемых рабочих органов содержит стойку с долотом для глубокой обработки почвы. В передней части стойки установлены съемные лемешные лезвия. На долоте закреплен – с возможностью перемещения – комкодробитель и расположена упорная плита. В верхней части стойки смонтирован – с возможностью замены – рыхлитель для мелкой обработки почвы. Экспериментальные данные по агротехническим показателям технологического процесса послойной обработки почвы новыми рабочими органами с эллиптическим, плоскорезным (металлическим и пластиковым) рыхлителем получены на опытном поле. Сверхвысокомолекулярный полиэтилен низкой плотности устанавливался на рыхлителе, долоте, комкодробителе и упорной плите рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы с пластиковыми элементами. Рабочие органы соответствуют агротехническим требованиям. Отклонение глубины обработки от заданной 2,83–6,88 %, гребнистость составила 0–7,53 см, в обработанном слое почвы преобладают фракции размером до 50 мм (76,8–98,5 %), содержание эрозионно-опасных частиц уменьшается в поверхностном слое на 2,90–18,13 %. Наиболее качественная обработка почвы осуществлялась рабочим органом с эллиптическим рыхлителем, наименее – с плоскорезным. Для улучшения показателей целесообразно придать криволинейную форму плоскорезному рыхлителю из пластика. Наблюдалось залипание передней части стойки рабочего органа. Пластик не подвержен залипанию влажной почвой и самоочищается.

Ключевые слова: влагонакопительный слой, агротехнические показатели, технологический процесс, послойная обработка почвы, рабочий орган.

In the layer-by-layer treatment of the soil, a moisture accumulating layer is formed inside the formation. To form a moisture accumulation layer, it is necessary to optimize the design of the ripper for shallow working of the layered working organ. The aim of the study is a comparative evaluation of the agrotechnical indices of the technological process of layer-by-layer soil-free tillage. The design of the working organs under investigation contains a rack with a chisel for deep tillage. In the front part of the rack there are removable plowshares. On the bit is fixed with the possibility of moving the crusher and the thrust plate is located. At the top of the rack is mounted with the ability to replace the ripper for shallow tillage. Experimental data on agrotechnical indices of the technological process of layer-by-level tillage of new working bodies with elliptical, planar (metal and plastic) ripper were obtained on the experimental field. Ultra-high-molecular-weight low-density polyethylene was installed on the ripper, chisel, crumbler and thrust plate of the working device for layer-by-layer soil-free tillage with plastic elements. The working bodies correspond to the agrotechnical requirements. The deviation of the depth of treatment from the preset 2,83–6,88 %, the combability was 0–7,53 cm, fractions up to 50 mm in size (76,8–98,5 %) predominate in the treated soil layer, the content of erosion-hazardous particles decreases In the surface layer by 2,90–18,13 %. The most qualitative soil cultivation was carried out by a working organ with elliptical, least – with a flat-topped ripper. To improve the performance it is advisable to give a curved shape to a flat-topped ripper made of plastic. There was a sticking of the front part of the counter of the organ. Plastic is not susceptible to sticking with moist soil and self-cleaning.

Keywords: moisture accumulation layer, agrotechnical indices, technological process, layerwise tillage, working organ.

Введение

В результате исследований [1] установлено, что при послойной обработке почвы формируется влагонакопительный слой, поскольку при этом внутри пласта имеет место комбинация обоих типов теплообмена (инсоляции и излучения), исходя из переменного направления температурного градиента, причем термодиффузионные потоки влаги от верхних и от нижних слоев соединяются на глубине 10–15 см. На этой глубине и образуется влагонакопительный слой, обеспечивающий доступной влагой корневую систему зерновых культур в засушливый период. Поэтому для управления процессом формирования влагонакопительного слоя необходимо оптимизировать конструкцию рыхлителя для мелкой обработки почвы послойного рабочего органа.

Цель исследования

Целью исследования является сравнительная оценка качественных (агротехнических) показателей технологического процесса послойной безотвальной обработки почвы, осуществляемого новыми рабочими органами.

Материалы и методы исследования

Конструкция исследуемых рабочих органов содержит стойку с долотом для глубокой обработки почвы. В передней части стойки установлены съемные лемешные лезвия. На долоте закреплен с возможностью перемещения комкодробитель и расположена упорная плита. В верхней части стойки смонтирован с возможностью замены рыхлитель для мелкой обработки почвы.

Экспериментальные данные по агротехническим (качественным) показателям технологического процесса послойной обработки почвы новыми рабочими органами с эллиптическим, плоскорезным (металлическим и пластиковым) рыхлителем (рис. 1) получены на опытном поле. Помимо рыхлителя, сверхвысокомолекулярный полиэтилен низкой плотности устанавливался на долоте, комкодробителе и упорной плите рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы с пластиковыми элементами. Разработана экспериментальная установка для создания реального технологического процесса функционирования в условиях полублокированного резания с впереди идущим дополнительным рабочим органом, подготавливающим слой почвы под исследуемый.



Рис. 1. Трактор с экспериментальной установкой

Результаты исследования и их обсуждение

Условия проведения исследований представлены в табл. 1.

Анализ условий проведения исследований свидетельствует о том, что они соответствуют требованиям нормативной документации (ГОСТ 20915-2011), за исключением твердости почвы на глубине 20–30 см, которая была экстремальной (более 4,0 МПа). Влажность почвы соответствует допускаемой (до 30 %). Требования нормативной документации предусматривают дополнительные испытания новых перспективных рабочих органов для обработки почвы на экстремальных фонах и режимах функционирования (например, высокой скорости или большой глубине). Поэтому экстремальные условия являются допускаемыми при исследовании новых рабочих органов для послойной обработки почвы, как при определении качественных (агротехнических), так и энергетических показателей.

Анализ агротехнических показателей новых рабочих органов свидетельствует о том, что они качественно выполняют заданный технологический процесс и соответствуют агротребованиям (табл. 2).

Отклонение глубины обработки от заданной 2,83–6,88 % находится в пределах нормы (до 10 %). Наибольшая неравномерность (5,94–6,88 %) наблюдалась на глубине 25 см, снижаясь до минимальной (2,83–4,49 %) на 30 см и несколько возрастающая при наиболее глубокой обработке почвы – 35 см (3,21–4,51 %), однако, не достигая максимальной. Это отчасти объясняется экстремальной твердостью почвы в слое 20–30 см.

Основное назначение рассматриваемых рабочих органов заключается в глубоком безотвальном рыхлении, они должны обеспечивать наилучшие показатели качества обработки почвы при глубине свыше 25 см.

Таблица 1

Условия проведения исследований

Наименование показателя	Значение показателя
Технологическая операция	Послойное безотвальное рыхление
Тип почвы по механическому составу	Чернозем обыкновенный слабогумусный мощный легкоголистый на лессовидных глинах
Рельеф	Ровный
Уклон поля	Ровный
Фон	Черный пар
Влажность почвы, %, в слоях, см: 0...5 5...10 10...15 15...20 20...25 25...30 30...35	14,8 22,9 23,5 24,8 25,8 26,9 30,7
Твердость почвы, МПа, в слоях, см: 0...5 5...10 10...15 15...20 20...25 25...30	1,60 2,12 3,27 4,23 5,18 7,49
Содержание эрозионно-опасных частиц почвы в слое от 0 до 5 см, %	39,13
Предшествующая обработка	Поверхностное дискование
Растительные и пожнивные остатки	Отсутствуют

Таблица 2

Агротехнические (качественные) показатели рабочих органов

Наименование показателя	Значение для рабочих органов		
	с плоскорезным рыхлителем	с эллиптическим рыхлителем	с элементами из пластика
Крошение пласта, %: – количество фракций размером до 50 мм – количество фракций размером свыше 50 мм	76,8 23,2	96,4–98,5 1,5–3,6	82,0–84,8 15,2–18,0
Гребнистость, см	7,53	0 (гребни и борозды не просматриваются)	
Изменение содержания эрозионно-опасных частиц в слое 0–5 см, %	снижение на 4,13	снижение на 15,20–18,13	снижение на 2,95–3,41
Установочная глубина 25 см: – фактическая, см – отклонение, см – коэффициент вариации, %	не предусмотрено методикой экспериментальных исследований	25,0–25,5 1,58–1,72 6,17–6,72	24,8–25,4 1,48–1,71 5,56–6,87
Установочная глубина 30 см: – фактическая, см – отклонение, см – коэффициент вариации, %	34,9 1,33 3,78	30,5–30,8 0,89–1,33 2,83–4,49	30,0–30,7 0,91–1,19 3,05–3,95
Установочная глубина 35 см: – фактическая, см – отклонение, см – коэффициент вариации, %	не предусмотрено методикой экспериментальных исследований	34,9–35,4 1,12–1,40 3,21–4,0	35,1–35,4 1,32–1,61 3,71–4,51

Гребнистость не превышает допускаемой – 0–7,53 см (7,5–10,5 см). Наибольшая гребнистость наблюдалась при использовании рабочего органа для послойной безотвальной обработки с плоскорезным рыхлителем (7,53 см), что объясняется несовершенством его конструкции и приводит к выводу об использовании криволинейных элементов вместо прямолинейных.

В обработанном слое почвы преобладают фракции размером до 50 мм: 76,8–98,5 %, что соответствует агротехническим требованиям (60 % и более). Наиболее качественное крошение (рис. 2) наблюдалось при использовании рабочего органа для послойной безотвальной обработки с эллиптическим рыхлителем (97,4–98,5 % фракций размером до 50 мм), наименее – с плоскорезным рыхлителем (76,8 %).

Ухудшение качества крошения пласта рабочим органом с плоскорезным рыхлителем связано с экстремальной твердостью почвы на глубине 20–30 см, свидетельствующей о переуплотнении указанных слоев и наличии так называемой плужной подошвы на рассматриваемом участке. При взаимодействии плоскорезного рыхлителя с пластом крошение осуществляется в результате только лобового резания, а эллиптического рыхлителя – еще и косого, при котором наряду с деформациями сжатия в направлении движения наблюдается также сдвиг почвы в стороны по поверхностям скольжения (наименьшего сопротивления).

В результате наблюдается более качественное крошение почвы при функционировании рабочего органа с эллиптическим рыхлителем, чем с плоскорезным, что наглядно представлено на рис. 3.

Дополнительное подтверждение вышеизложенного обнаружилось в деформации пласти-

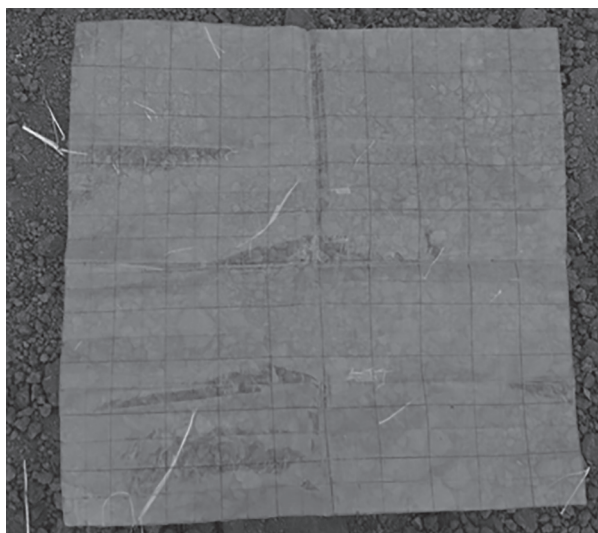


Рис. 2. Измерение крошения почвы (рабочий орган с эллиптическим рыхлителем)

кового плоскорезного рыхлителя по форме, близкой к криволинейной траектории поверхностей скольжения (пути наименьшего сопротивления) частиц почвы при крошении пласта. Из вышеизложенного следует вывод о целесообразности придания криволинейной формы плоскорезному рыхлителю при доработке пластического рабочего органа.

Содержание эрозионно-опасных частиц уменьшается в поверхностном слое после прохода новых рабочих органов на 2,90–18,13 %.

Резкое снижение содержания эрозионно-опасных частиц в поверхностном слое почвы при использовании рабочего органа с эллиптическим рыхлителем (15,12–18,13 %) можно объяснить известным свойством эллипса о сходимости лучей после отражения из одного фокуса в другой. Поток почвы при движении агрегата, отталкиваясь при соударении о поверхность рабочего органа, перемещается из одного фокуса



Рис. 3. Вид обработанной почвы после прохода рабочего органа:

а – с эллиптическим рыхлителем; б – с плоскорезным рыхлителем; в – с пластиковыми элементами



Рис. 4. Самоочищение элементов из пластика рабочего органа

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 [1–6].

Следует отметить, что элементы из пластика практически не залипают влажной почвой (рис. 4) и подвержены самоочищению в отличие от металлического рабочего органа, что соответствует результатам исследований [7, 8].

Установлено [7], что рабочая поверхность из пластика подвержена в меньшей степени налипанию почвы, чем сталь. В качестве критерия принята сила отрыва, отнесенная к площади контакта. При этом наименьшей силой отрыва обладает фторопласт и полиэтилен (табл. 3).

В результате исследований [8] установлено снижение налипания при использовании пластика в качестве покрытия рабочей поверхно-

сти (табл. 4), что соответствует данным, приведенным в табл. 3. Наименьшая масса почвы налипает на фторопластовое и полиэтиленовое покрытия рабочих поверхностей.

Внедрение конструкций рабочих органов с элементами из пластика является перспективным направлением повышения эксплуатационной надежности и энергоэффективности почвообрабатывающих машин [9, 10], предупреждает возникновение преждевременного износа их механизмов и систем [11, 12].

Выводы

Анализ агротехнических показателей новых рабочих органов свидетельствует о том, что они качественно выполняют заданный технологический процесс и соответствуют агротехническим требованиям: отклонение глубины обработки от заданной – 2,83–6,88 %, гребнистость составила 0–7,53 см, в обработанном слое почвы преобладают фракции размером до 50 мм (76,8–98,5 %), содержание эрозионно-опасных частиц уменьшается в поверхностном слое на 2,90–18,13 %.

Наиболее качественная послойная безотвальная обработка почвы осуществлялась рабочим органом с эллиптическим рыхлителем (97,4–98,5 % фракций размером до 50 мм, резкое снижение содержания эрозионно-опасных частиц в поверхностном слое – 15,12–18,13 %), наименее – с плоскорезным рыхлителем (доля фракций до 50 мм составила 76,8 %).

Таблица 3

Налипание глинистого чернозема на различные поверхности [7]

Материал рабочей поверхности	Коэффициент отрыва при влажности почвы, %			
	17,68	21,02	23,47	26,40
Сталь	2,42	3,75	7,62	14,40
Фторопласт	0	0	0,24	0,91
Полиэтилен	0,55	2,42	5,80	6,55
Винипласт	1,65	2,86	9,75	12,40
Сополимер	1,10	2,19	6,15	10,0

Таблица 4

Налипание почвы на различные материалы [8]

Материал покрытия	Налипание почвы (влажность 26 %)	
	Масса налипшей почвы, кг	Электрический потенциал, мВ
Сталь	0,70	–50...–30
Фторопласт	0,14	+50...+100
Полиэтилен	0,23	+30...+50
Пентопласт	0,51–0,56	–20...+30

Целесообразно придать криволинейную форму плоскорезному рыхлителю при доработке пластикового рабочего органа.

Установлено снижение налипания почвы при использовании пластика в качестве покрытия поверхности рабочего органа.

Литература

1. Пархоменко Г.Г., Громаков А.В., Божко И.В. Влияние послойной обработки почвы на процесс термодиффузии влаги внутри пласта // Инновационное развитие АПК России на базе интеллектуальных машинных технологий. Сборник научных докладов Международной научно-технической конференции (17–18 сентября 2014 г., Москва). М.: ФГБНУ ВИМ, 2014. С. 217–221.
2. 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.
3. 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.
4. Пархоменко Г.Г., Божко И.В. Результаты оптимизации формы почвообрабатывающих рабочих органов // Moderní vymoženosti vědy – 2014: Materialy X mezinárodní vědecko-praktická konference – Díl 32. Zemědělství: Praha. Publishing House «Education and Science» s.r.o. 2014. S. 17–21.
5. 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.
6. Мильцев А.И. Прилипание и трение почвы по металлам и пластмассам // Исследование рабочих органов сельскохозяйственных машин: Труды конференции молодых ученых. М.: ВИСХОМ, 1966. С. 3–15.
7. Ероков М.Б. Исследование и обоснование режимов работы сошника зерновой сеялки в условиях повышенной влажности почвы: автореф. дис.канд. техн. наук. Нальчик, 2000. 19 с.
8. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Повышение энергоэффективности мобильных почвообрабатывающих агрегатов // Инновации в сельском хозяйстве. 2016. № 3 (18). С. 40–47.
9. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Повышение эксплуатационной надежности САР почвообрабатывающих машин // Труды ГОСНИТИ. 2016. Т. 122. С. 87–91.
10. Пархоменко Г.С., Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Расчет в MATHCAD рабочих режимов тягово-приводных машинно-тракторных агрегатов // Достижения науки – агропромышленному производству: матер. XLIV Междунар. научно-техн. конф. ФГОУ ВПО «Челябинский государственный агроинженерный университет». Челябинск, 2005. С. 271–275.
11. Пархоменко Г.С., Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Анализ рабочих режимов и расчет на ПЭВМ состава тяговых машинно-тракторных агрегатов // Матер. XLII Междунар. научно-техн. конф. ФГОУ ВПО «Челябинский государственный агроинженерный университет». Челябинск, 2003. С. 315–320.
12. Пархоменко Г.С., Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Моделирование в программном комплексе «МВТУ» динамики мобильных сельскохозяйственных машин и нелинейных следящих систем // Совершенствование технологий и средств механизации полеводства: межвузовский сборник трудов к 75-летию академии. Зерноград, 2005. С. 86–92.

References

1. Parkhomenko G.G., Gromakov A.V., Bozhko I.V. Effect of layer-by-layer tillage on the process of thermal diffusion of moisture inside the formation. Innovatsionnoe razvitie APK Rossii na baze intellektual'nykh mashinnykh tekhnologiy. Sbornik nauchnykh докладов Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii (17–18 sentyabrya 2014 g., Moskva) [Innovative development of the agro-industrial complex of Russia on the basis of intelligent machine technologies. Collection of scientific reports of the International Scientific and Technical Conference (September 17–18, 2014, Moscow)]. Moscow: FGBNU VIM, 2014, pp. 217–221.
2. Bozhko I.V., Parkhomenko G.G. Ring working organ for soil cultivation // Condition and prospects of agricultural machinery development. Materialy 7-y mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy kon-

- ferentsii v ramkakh 17-y mezhdunarodnoy agropromyshlennoy vystavki «Interagromash-2014» [Materials of the 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.
3. Parkhomenko G.G., Bozhko I.V. Interaction of the annular working member with the cultivated soil. Sostoyaniye i perspektivy razvitiya sel'skokhozyaystvennogo mashinostroeniya. Materialy 7-y mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii v ramkakh 17-y mezhdunarodnoy agropromyshlennoy vystavki «Interagromash-2014» [Materials of the 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.
 4. Parkhomenko G.G., Bozhko I.V. Results of optimizing the shape of the tillage tools. Moderni vymoženosti vědy – 2014: Materialy X mezinárodní vědecko-praktická konference – Díl 32. Zemědělství: Praha. Publishing House «Education and Science» s.r.o. 2014. S. 17–21.
 5. 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.
 6. Mil'tsev A.I. The adhesion and friction of the soil on metals and plastics. Issledovanie rabochikh organov sel'skokhozyaystvennykh mashin: Trudy konferentsii molodykh uchenykh [Research of the working organs of agricultural machines: Proceedings of the Conference of Young Scientists]. Moscow: VISKhOM, 1966, pp. 3–15.
 7. Erokov M.B. Issledovanie i obosnovanie rezhimov raboty soshnika zernovoy seyalki v usloviyakh povyshennoy vlazhnosti pochvy: avtoref. dis.kand. tekhn. nauk [Investigation and justification of the operating conditions of the opener of a grain seeder in conditions of high soil moisture: Abstract for Dissertation for Scientific degree of Candidate of Technical Science]. Nal'chik, 2000. 19 p.
 8. Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Increasing the energy efficiency of mobile tillage units. Innovatsii v sel'skom khozyaystve. 2016. No 3 (18), pp. 40–47.
 9. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Increasing the operational safety of CAP tillage machines. Trudy GOSNITI. 2016. Vol. 122, pp. 87–91.
 10. Parkhomenko G.S., Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Calculation in MATHCAD of working modes of traction-drive machine-tractor units. Dostizheniya nauki – agropromyshlennomu proizvodstvu: Mater. XLIV Mezhdunar. nauchno-tekhn. konf. FGOU VPO «Chelyabinskii gosudarstvennyi agroinzhenernyi universitet» [The achievements of science – agro-industrial production: Mater. XLIV Intern. Scientific and technical. Conf. FSEI HPE «Chelyabinsk State Agroengineering University»]. Chelyabinsk, 2005, pp. 271–275.
 11. Parkhomenko G.S., Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Analysis of operating modes and PC calculation of the composition of traction machine and tractor units. Mater. XLII Mezhdunar. nauchno-tekhn. konf. FGOU VPO «Chelyabinskii gosudarstvennyi agroinzhenernyi universitet» [The achievements of science – agro-industrial production: Mater. XLIV Intern. Scientific and technical. Conf. FSEI HPE «Chelyabinsk State Agroengineering University»]. Chelyabinsk, 2003, pp. 315–320.
 12. Parkhomenko G.S., Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Modeling in the software complex «MVTU» dynamics of mobile agricultural machines and non-linear servo systems. Sovershenstvovanie tekhnologii i sredstv mekhanizatsii polevodstva: mezhvuzovskiy sbornik trudov k 75-letiyu akademii [Perfection of technologies and means of field crop mechanization: Interuniversity collection of works for the 75th anniversary of the Academy]. Zernograd, 2005, pp. 86–92.

МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ЭПЮР КАСАТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗОНЕ КОНТАКТА БУКСУЮЩЕГО КОЛЕСА С ПОЧВОЙ

THE METHOD OF CONSTRUCTING THE DIAGRAMS OF TANGENTIAL STRESSES IN THE CONTACT ZONE OF AN AXLE WHEEL WITH SOIL

З.А. ГОДЖАЕВ¹, Д.Т.Н.А.В. РУСАНОВ¹В.Ю. РЕВЕНКО², К.Т.Н.¹ ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия² ФГБНУ «Армавирская опытная станция ВНИИМК»,
Россия, fic51@mail.ruZ.A. GODZHAEV¹, DSc in Engineering1A.V. RUSANOV¹,2V.YU. REVENKO², PhD in Engineering¹ Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow,
Russia² Federal state budgetary scientific institution "All-Russian
Research Institute of Oil Crops be the name of Pustovoi V.S.",
Russia, fic51@mail.ru

Рассмотрен процесс взаимодействия ведущих колес мобильных энергетических средств с почвой. Предложен расчетно-экспериментальный метод построения эпюр касательных напряжений в зоне контакта буксующего колеса с опорной поверхностью, основанный на использовании эпюр нормальных напряжений, полученных для конкретных грунтовых условий. Детально изучен характер взаимодействия ведущего колеса трактора с различными видами опорного основания: грунтовой дорогой, стерней, полем, подготовленным под посев. Выявлено, что вопреки общепринятым представлениям, у буксующего колеса практически отсутствует зона сцепления в пятне контакта. После касания почвозацепа опорной поверхности, он сразу начинает смещаться назад. Следовательно, при расчете величины касательных напряжений в пятне контакта буксующего колеса с опорой более корректно считать, что сдвиг элементарных точек растет по мере их удаления от входа в зону контакта и зависит от величины буксования. При качении ведущего колеса даже с незначительным буксованием по деформируемой поверхности в месте соприкосновения двух контактирующих тел (шины и грунта) практически отсутствует зона сцепления. На поверхности почвы нормальные напряжения достигают своего максимума, постепенно уменьшаясь с ростом глубины залегания ее слоев. При незначительном буксовании (до 10 %), максимальные значения тангенциальных напряжений возникают в задней части пятна контакта – в зоне наибольших сдвиговых деформаций грунта. С ростом тяговой нагрузки касательные контактные напряжения смещаются в центр пятна контакта – в зону, где деформации грунта не превысила оптимального уровня, характерного для каждого конкретного типа почв. Таким образом, удлинение пятна контакта шины эффективно до определенного уровня, ограниченного предельными значениями сдвиговой деформации почвы, выше которой тангенциальные напряжения перестают расти и для большинства типов связных почв даже начинают снижаться. Выявлено, что чрезмерное увеличение сдвиговой деформации почвы при буксовании приводит к снижению коэффициента полезного действия колесного движителя.

Ключевые слова: ведущее колесо, буксование, пятно контакта, деформация, почва, нормальные напряжения, тангенциальные напряжения.

The process of interaction of the driving wheels of mobile energy resources with soil is considered. A computational and experimental method is proposed for plotting the shear stresses in the contact zone of the skid wheel with a supporting surface, based on the use of normal stresses obtained for specific ground conditions. The character of the interaction of the driving wheel of the tractor with various types of supporting base has been studied in detail: a dirt road, stubble, a field prepared for sowing. It is revealed that, contrary to the generally accepted ideas, the slipping wheel has practically no adhesion zone in the contact spot. After touching the tiller of the supporting surface, it immediately begins to shift backward. Therefore, when calculating the shear stresses in the contact spot of the skid wheel with the support, it is more correct to assume that the shift of the elementary points increases as they move away from the entrance to the contact zone and depends on the amount of slippage. When rolling the drive wheel, even with a slight slippage on the deformable surface, there is practically no bonding zone at the point of contact between the two contacting bodies (the tire and the ground). On the surface of the soil, normal stresses reach their maximum, gradually decreasing with increasing depths of its layers. With a slight slipping (up to 10 %), the maximum tangential stresses occur at the back of the contact spot - in the zone of the largest shear deformations of the soil. As the traction load increases, the tangential contact stresses are shifted to the center of the contact patch – to the zone where the deformations of the soil did not exceed the optimum level characteristic for each specific soil type. Thus, the elongation of the tire contact patch is effectively up to a certain level limited by the limiting values of shear deformation of the soil above which the tangential stresses cease to grow and even begin to decline for most types of cohesive soils. It was found that an excessive increase in shear deformation of the soil at slippage leads to a decrease in the efficiency of the wheeled propulsor.

Keywords: drive wheel, slippage, contact spot, deformation, soil, normal stresses, tangential stresses.

Введение

Центральное место в теории взаимодействия движителя с опорной поверхностью занимает вопрос об элементарных реакциях, или силах, действующих на колесо в каждой точке пятна контакта. В сумме они образуют движущую силу трактора, силу сопротивления качению, определяют закон распределения контактных давлений. Знание закона распределения напряжений в зоне контакта протектора с почвой играет важную роль в решении задачи оптимизации параметров шин сельскохозяйственной техники. От конструктивных особенностей шины (жесткости ее резинокордной оболочки, рисунка протектора, формы, высоты грунтозацепов и др. показателей) зависит КПД колеса и ходовой системы в целом. От формы эпюры распределения контактных давлений по площади соприкосновения колеса с почвой, а именно степени ее неравномерности, зависит и величина уплотнения грунта движителем.

Цель исследования

Разработать расчетно-экспериментальный метод построения эпюр касательных (тангенциальных) напряжений в зоне контакта шины с почвой по полученным в реальных почвенных условиях эпюрам нормальных напряжений.

Материалы и методы

Экспериментальным путем нельзя сразу получить эпюры тангенциальных напряжений. Дело в том, что их определение в чистом виде затруднено технически. Существующие в настоящее время методы и способы инструментальной оценки величины и характера распределения касательных напряжений реализованы в подавляющем большинстве случаев для жестких опорных оснований. Для грунтов с различной несущей способностью данные практически отсутствуют, а те, что иногда появляются в открытых публикациях, крайне противоречивы. В то же время задача измерения нормальных напряжений в пятне контакта колеса с почвой не представляет особой сложности и довольно успешно решена с помощью датчиков, встроенных либо в протектор, либо в опорную поверхность. Построив по результатам измерений эпюру распределения нормальных напряжений и зная величину сдвиговой деформации элементарных точек контактирующих тел в результате буксования, можно определить по известным из теории трактора

формулам величину и характер распределения тангенциальных напряжений в каждой точке пятна контакта.

В соответствии с поставленной задачей рассмотрим существующие математические модели, описывающие связь касательных напряжений с нормальными и выберем наиболее подходящую к реальным почвенным условиям.

В общем случае касательные напряжения τ , возникающие при сопротивлении почвы сдвигу, можно определить по закону Кулона:

$$\tau = C_m + \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (1)$$

где σ – нормальное напряжение, кПа; C_m – молекулярные и капиллярные силы сцепления, кПа; $\operatorname{tg} \varphi$ – тангенс угла внутреннего трения почвы.

Беккер М.Г. [1], на основании экспериментальных данных, предложил следующее выражение для расчета τ :

$$\tau = \frac{C_m + \sigma \operatorname{tg} \varphi}{y_{\max}} \left[\exp(-k_2 + \sqrt{k_2^2 - 1}) k_1 \delta x - \exp(-k_2 - \sqrt{k_2^2 - 1}) k_1 \delta x \right],$$

где $y_{\max}$ – максимальное значение величины, заключенной в квадратные скобки; k_1 , k_2 – постоянные коэффициенты деформации, определяемые на основе кривых сдвига грунта; δ – величина буксования колеса; x – расстояние от передней кромки опорной поверхности до рассматриваемой точки буксования, м.

Учитывая пластичность грунтов, данная формула была в дальнейшем упрощена Джано-зи и Ханамото [2]:

$$\tau = (C_m + \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi) \left(1 - e^{-\frac{\delta x}{k}} \right), \quad (2)$$

где k – коэффициент деформации, определенный по кривой сдвигу грунта, м.

Покровский Г.И., применяя к явлениям трения и сцепления статистические закономерности, использовал следующее выражение:

$$\tau = (C_1 e^{-C_3 \delta} + C_2) (1 - e^{-C_4 \delta}),$$

где C_1 – коэффициент, характеризующий связную почву, при деформации которой происходит изменение ее структуры; C_2 – коэффициент, пропорциональный числу точек соприкосновения частиц почвы, которое не изменяется с изменением структуры почвы в процессе смещения грунтозацепа; C_3 и C_4 – постоянные величины.

Обобщая особенности модели Покровского Г.И. и используя гиперболические функции, Кацыгин В.В. [3] предложил определять касательные напряжения по следующей зависимости:

$$\tau = f_{\text{ск}} \sigma \left(1 + \frac{f_{\text{пр}}}{c \cdot h \cdot \Delta / k_{\tau}} \right) \text{th} \frac{\Delta}{k_{\tau}}, \quad (3)$$

где $f_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент трения в почве; k_{τ} – коэффициент деформации, м; Δ – деформация почвы, м.

$$f_{\text{пр}} = 2,55 \left(\frac{f_{\text{п}} - f_{\text{ск}}}{f_{\text{ск}}} \right)^{0,825},$$

где $f_{\text{ск}}$ и $f_{\text{п}}$ – коэффициент трения скольжения и покоя соответственно.

Для грунтов нормальной влажности $k_{\tau} \approx 0,4t$, где t – шаг почвозацепов колеса, м.

Для пластичных грунтов, когда $f_{\text{п}} = f_{\text{ск}}$ и $f_{\text{пр}} = 0$:

$$\tau = f_{\text{ск}} \cdot \sigma \cdot \text{th} \frac{\Delta}{k_{\tau}}.$$

На основании формулы (2) Агейкиным Я.С. предложена следующая функциональная зависимость касательных напряжений от деформации грунта и нормального давления $\tau = f(\sigma, \Delta)$ [4]:

$$\tau = [\sigma \cdot \text{tg} \varphi + C_o (1 - \Delta / t)] \cdot (1 - e^{\Delta / k_t}),$$

где Δ – сдвиг грунта, м; k_t – коэффициент тангенциальной эластичности грунта.

Наилучшая сходимость расчетных и экспериментальных значений контактных напряжений была получена при использовании закономерностей Джанози – Ханамото (2) и Кацыгина В.В. (3). В этих формулах, как и в остальных, касательные напряжения $\tau = f(\sigma, \Delta)$ зависят от уровня нормального давления σ и величины смещения Δ каждой из элементарных точек соприкосновения двух контактирующих тел (шины и почвы). Корректное определение последней составляющей является крайне важной задачей.

Из классической теории трактора известно, что элементарные реакции грунта, возникающие при качении колеса, пропорциональны нормальному напряжению, ширине колеса и длине дуги, являющейся траекторией движения частиц грунта при взаимодействии его с колесом. Именно от траектории движения точек периметра шины зависит характер процесса возникновения и действия элементарных реакций. В работах Полетаева А.Ф., Гусько-

ва В.В. [2], где описано взаимодействие жесткого колеса с почвой, поверхность контакта разбита на две зоны – сцепления и буксования. Зона сцепления – поверхность контакта, на которой отсутствует перемещение обода колеса относительно основания. Зона буксования – поверхность контакта, на которой колесо проскальзывает относительно грунта в сторону, противоположную направлению поступательной скорости. Следовательно, от режима качения колеса, положения мгновенной оси вращения (уровня буксования или скольжения), траектории движения периметра обода относительно почвы будет зависеть величина сил сопротивления качению и движущих сил в пятне контакта.

Результаты и их обсуждение

Исследования, проводимые в ВИМе и на Армавирской опытной станции, позволили детально изучить характер взаимодействия ведущего колеса трактора с различными видами опорного основания: грунтовой дорогой, стерней, полем, подготовленном под посев [5]. Выявлено, что вопреки общепринятым представлениям, у буксующего колеса практически отсутствует зона сцепления в пятне контакта. После касания почвозацепа опорной поверхности он сразу начинает смещаться назад. Таким образом, при расчете величины касательных напряжений в пятне контакта буксующего колеса с опорой более корректно считать, что сдвиг элементарных точек растет по мере их удаления от входа в зону контакта и зависит от величины буксования.

На рис. 1 приведены траектории движения почвозацепов шины, построенные на основании разработанной нами математической модели, от момента контакта с опорной поверхностью до выхода из соприкосновения с ней [5]. В момент, когда первый почвозацеп коснется опоры, второй сместится назад по горизонтали на определенную величину. Третий будет иметь максимальное смещение, равное произведению длины контакта на величину буксования $\Delta_{\text{max}} = L \cdot \delta$. Четвертый выйдет из зоны контакта и продолжит движение по усеченной циклоиде. В нижней части рис. 1 показана эпюра сдвига почвозацепа по мере его удаления от переднего края зоны контакта.

На рис. 2 и 3 приведены результаты измерения величины смещения грунтозацепов буксующей шины 28LR26 трактора МТЗ-1221

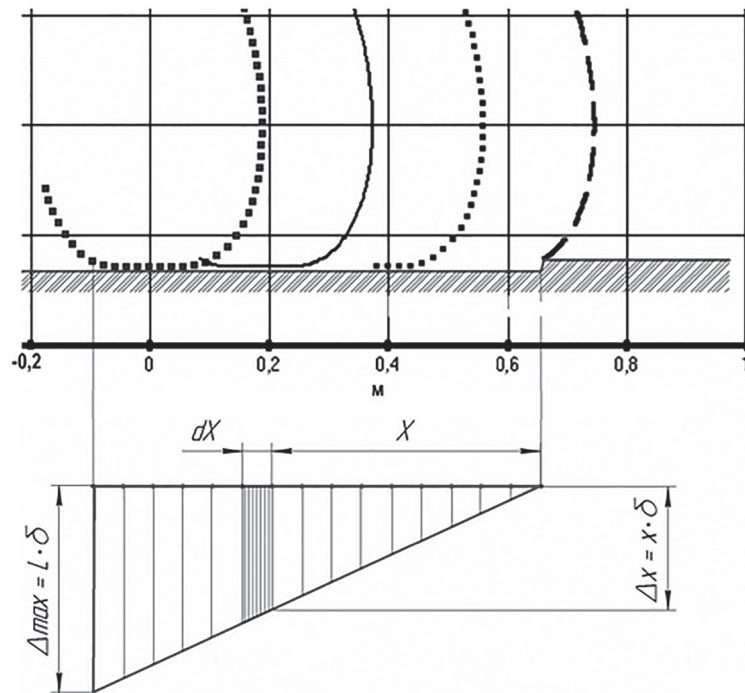


Рис. 1. Траектории последовательного входа почвозацепов эластичной шины в контакт с опорной поверхностью

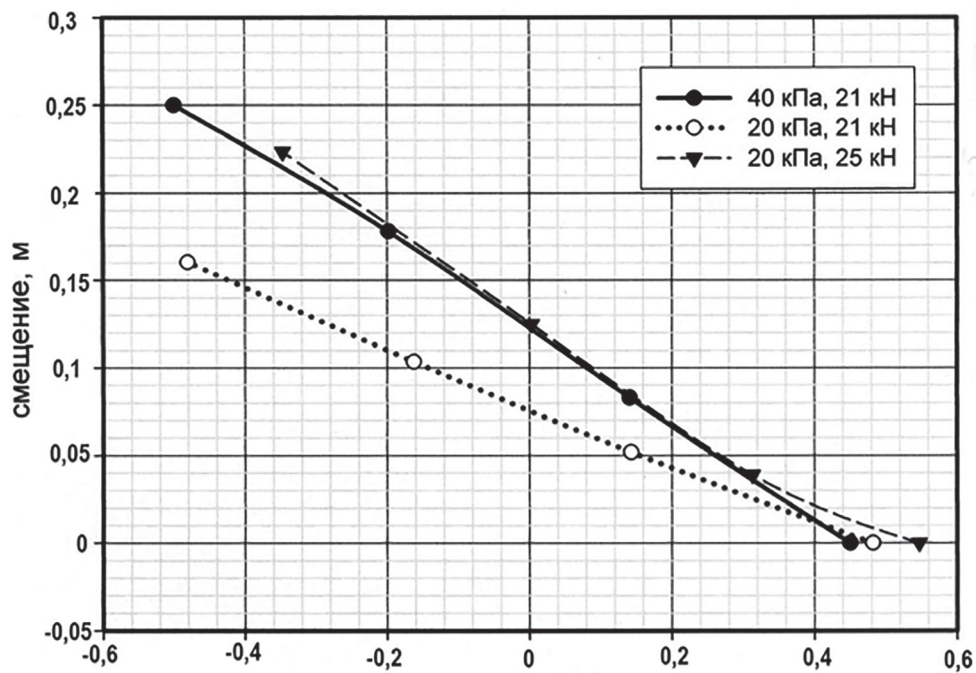


Рис. 2. Смещение почвозацепов на грунтовой дороге при разных уровнях буксования

на грунтовой дороге и взрыхленном поле при различной тяговой нагрузке и величине внутришинного давления. По оси абсцисс отложены координаты точки входа почвозацепов в контакт с опорой относительно нулевой линии (вертикальной оси, проходящей через центр колеса).

Как следует из приведенных графиков, рост внутришинного давления P_w увеличивает величину буксования и смещения почвозацепов в направлении, противоположном поступательному движению. Так, при тяговой нагрузке 23 кН и давлении $P_w = 20$ кПа максимальная величина горизонтального сдвига почвы со-

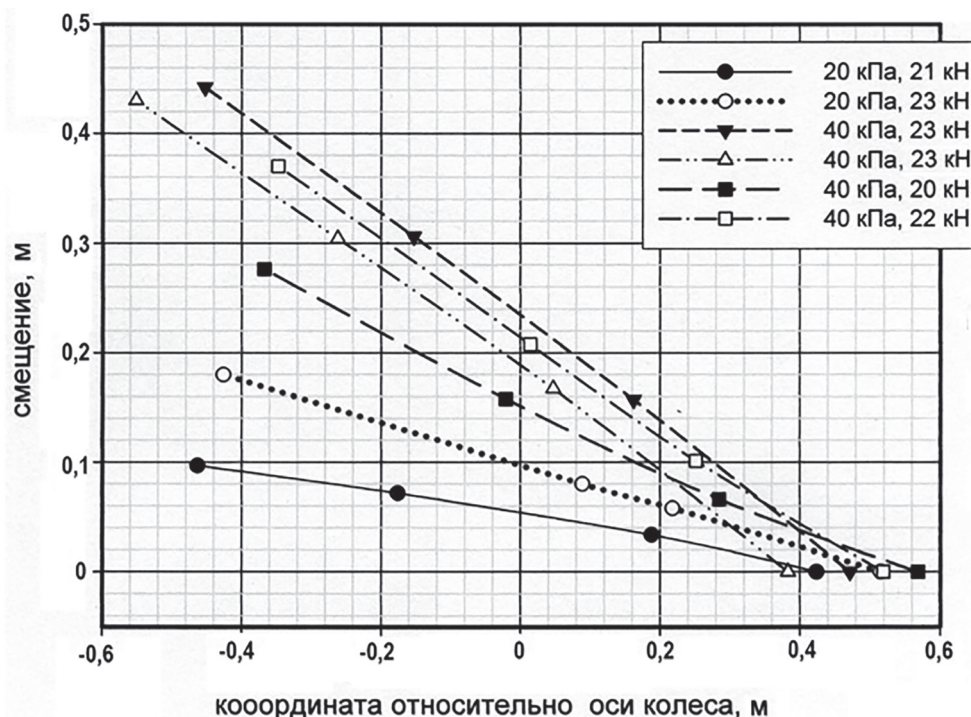


Рис. 3. Смещение почвозацепов на поле, подготовленном под посев

ставляет 0,18 м, при $P_w = 40$ кПа и той же тяговой нагрузке – 0,44 м. Уменьшение тяговой нагрузки приводит к соответствующему снижению величины скольжения почвозацепов. Отметим, что аналогичные результаты были получены и на стерневом фоне.

Детальное изучение процесса буксования эластичной шины позволило выделить его три основные составляющие: первая – скольжение почвозацепов в результате деформации грунта в направлении, противоположном поступательному движению трактора; вторая – тангенциальная деформация элементов протектора шины (их сжатие перед входом в контакт с опорой); третья – закручивание обода колеса относительно протектора в результате деформации резинокордной оболочки. Последняя составляющая буксования, а именно податливость шины в окружном направлении, позволяет демпфировать переменное тяговое сопротивление, нивелировать резонансные явления, возникающие в трансмиссии, а также предотвратить дополнительный срыв грунта в процессе буксования, что положительно сказывается на динамике работы машинно-тракторного агрегата.

Таким образом, при расчете тангенциальных напряжений будем использовать приведенную выше аргументацию, что касательная деформация почвы равна величине сдвига

грунтозацепа и пропорциональна уровню буксования.

Для получения эпюры тангенциальных напряжений в качестве исходных данных воспользуемся эпюрой нормальных напряжений, полученной в результате измерений в конкретных почвенных условиях. В качестве примера на рис. 4 приведена эпюра распределения нормальных напряжений, возникающих при движении трактора Т-150КШ, оснащенного шинами размерности 66С43R-25. Измерения

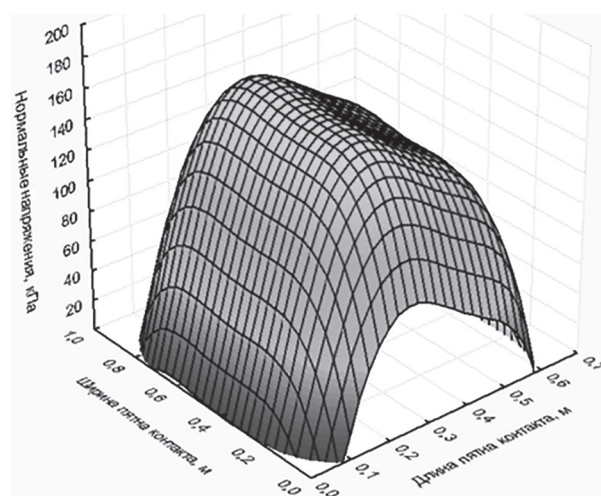


Рис. 4. Эпюра нормальных давлений, полученная с помощью встроенных в грунтозацепы датчиков



Рис. 5. Деформация шины ведущего колеса трактора при движении с предельной по уровню буксования тяговой нагрузкой

проходили с применением запатентованных деформируемых датчиков давления на поле, подготовленном под посев, при тяговой нагрузке 32 кН.

Форма трехмерной эпюры указывает на то, что максимальные напряжения возникают во фронтальной части пятна контакта. Об этом косвенно свидетельствует и характер деформации боковины резинокордной оболочки шины трактора, движущегося с высокой тяговой нагрузкой (рис. 5). Больше всего она деформируется (сминается) в момент входа в зону контакта, а затем распрямляется по мере продвижения почвозацепов к заднему краю пятна контакта. Окончательное снятие всех деформаций и напряжений резинокордной оболочки происходит в момент выхода протектора из зоны соприкосновения с опорной поверхностью.

Наиболее полно характерные особенности распределения нормальных напряжений в пятне контакта колес тракторов и сельскохозяйственных машин, движущихся по различным видам опорного основания, представлены в работах проф. Русанова В.А. [6].

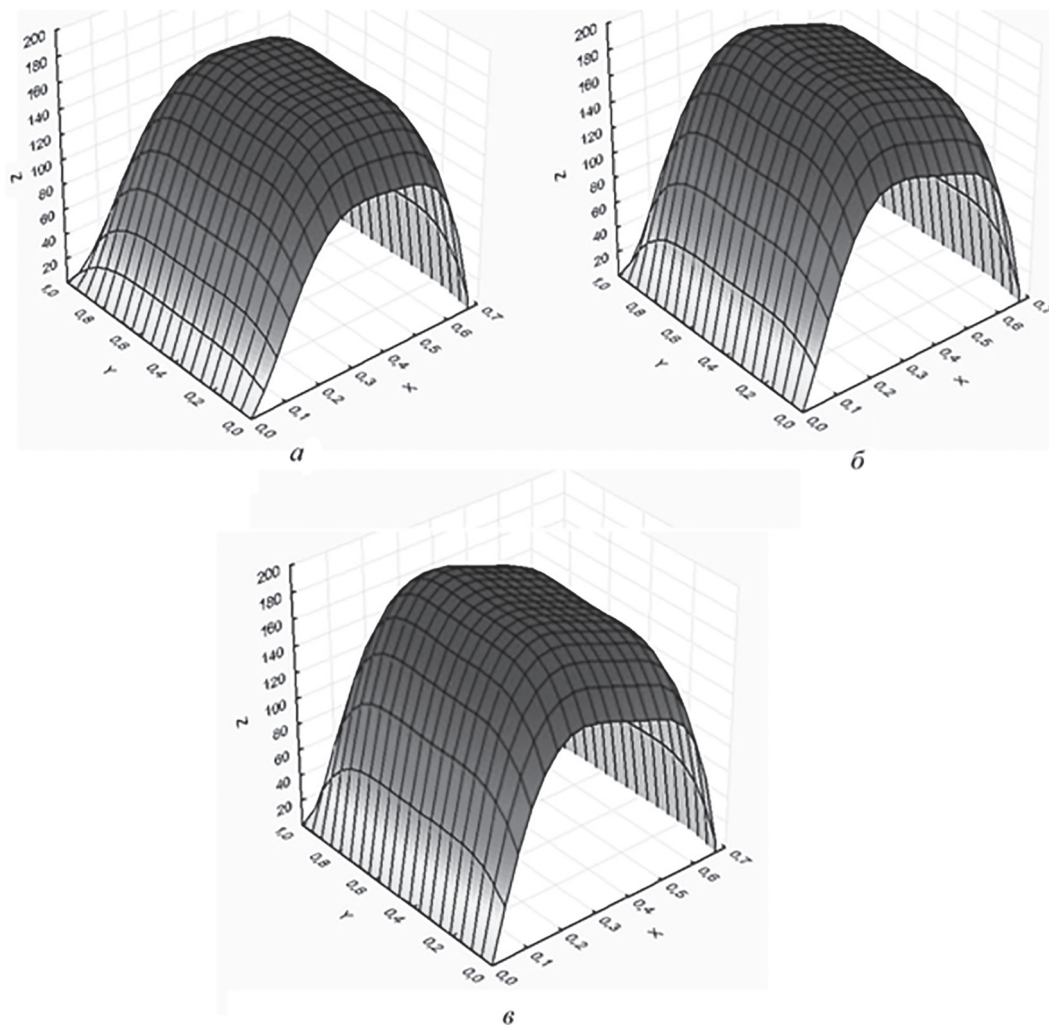


Рис. 6. Изменения эпюр касательных напряжений в пятне контакта в зависимости от уровня буксования:
 Z – касательные напряжения, кПа; Y – ширина пятна контакта, м; X – длина пятна контакта, м;
 $a - \delta = 10 \%$; $б - \delta = 20 \%$; $в - \delta = 30 \%$

Зная величину нормального напряжения в каждой элементарной точке пятна контакта – $\sigma = f(x, y)$, рассчитаем по формулам (2) и (3) величину касательных напряжений $\tau = f(x, y)$, возникающих в этих точках при развитии колесом касательной силы тяги. Исходные данные, необходимые для построения эпюры нормальных напряжений, представим в виде функции двух переменных: $\sigma = f(x, y)$, где x и y – координаты точек пятна контакта. Аппроксимацию в настоящее время несложно проводить с помощью специализированного прикладного программного обеспечения типа: Universal Approximator, DataFit, Origin, QtiPlot и др., задав при этом уровень коэффициента детерминации $R^2 \geq 0,96$. В нашем случае заданный уровень точности можно достичь с использованием полинома не ниже 5-й степени относительно двух переменных.

Границы вариации независимых переменных: значение x – от 0 до 0,7 м (длина пятна контакта), y – от 0 до 0,95 м (ширина пятна контакта).

Используя математические модели Джанози – Ханамото и Кацыгина В.В., построим эпюры касательных напряжений $\tau = f(x, y)$ с помощью прикладных статистических программ типа SPSS, STATA, STATGRAPHICS PLUS, StatSoft STATISTICA, SAS. Значения коэффициентов, входящие в уравнения (2) и (3), возьмем по результатам инструментальной оценки физических свойств почвы, на которой проводились исследования: $\text{tg}\varphi = 0,572$; $C_m = 110$ кПа; $k_\tau = 0,12$ м; $f_{\text{ск}} = 0,76$; $f_{\text{п}} = 0,9$; $f_{\text{пр}} = 0,87$.

На рис. 6 приведены результаты расчета с использованием зависимости (2). Слева направо расположены эпюры касательных напряжений, полученные при различной величине

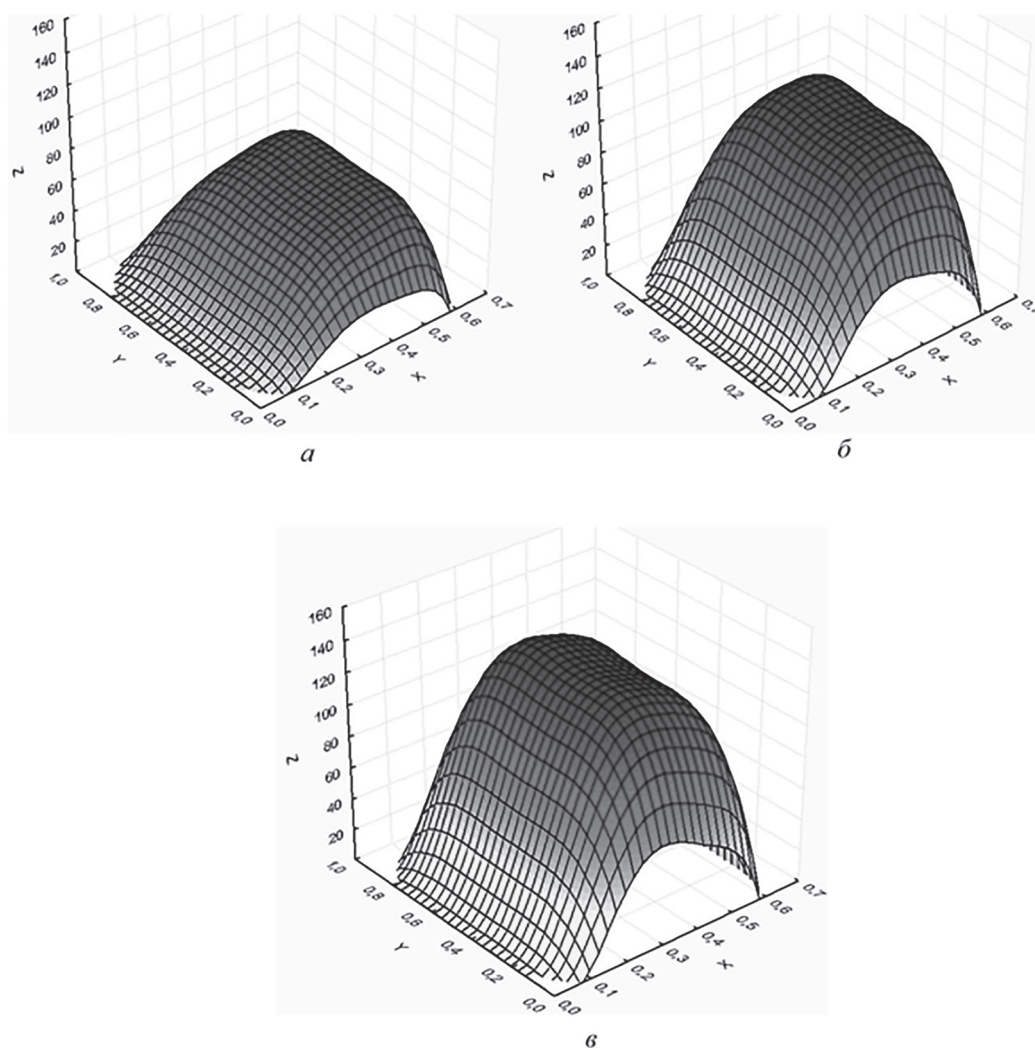


Рис. 7. Расчетные эпюры касательных напряжений, полученные с использованием математической модели В.В. Кацыгина: Z – касательные напряжения, кПа; Y – ширина пятна контакта, м; X – длина пятна контакта, м; а – $P_{\text{кр}} = 14$ кН; б – $P_{\text{кр}} = 29$ кН; в – $P_{\text{кр}} = 40$ кН

не тяговой нагрузки на трактор, с соответствующим уровнем буксования в 10, 20 и 30 %.

На рис. 7 изображены эпюры напряжений, полученные по результатам расчета в соответствии с рекомендациями Кацыгина В.В.

Анализируя характер изменения эпюр тангенциальных напряжений, отметим, что с ростом тяговой нагрузки $P_{кр}$, а следовательно, и буксования контактные напряжения возрастают. Это очевидный факт, так как именно тангенциальные напряжения формируют касательную силу тяги ведущего колеса. Максимальные значения тангенциальных напряжений, рассчитанные по формуле (2), превышают в 1,5–2,5 раза соответствующие показатели, полученные с использованием зависимости (3). Но по результатам интегрирования напряжений, дающих в сумме величину касательной силы тяги, развиваемой шиной 66Ч43R-25 на взрыхленном поле, более точные показатели дает модель В.В. Кацыгина. Приведенные на рис. 7 эпюры соответствуют крюковой нагрузке в 14, 29 и 40 кН, что примерно соответствует экспериментальным данным.

Независимо от варианта расчета (с использованием зависимости (2) или (3)) при уровне буксования до 10 % максимальные касательные напряжения формируются в зоне наибольшей сдвиговой деформации почвы, находящейся в задней части пятна контакта (см. первые эпюры на рис. 6 и 7). С ростом буксования, максимумы напряжений смещаются ближе к месту входа почвозацепов в соприкосновение с опорной поверхностью. Т.е. увеличение сдвиговой деформации почвы в задней части пятна контакта не вызывает адекватный рост касательных напряжений. Их максимумы смещаются в центральную часть контактной зоны, т.е. туда, где деформация почвы не превысила определенный пороговый уровень, выше которого тангенциальные напряжения τ_{max} перестают расти, а для большинства типов связных почв даже начинают снижаться.

Приведенные эпюры тангенциальных напряжений в очередной раз доказывают тот факт, что максимальная эффективность процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью будет получена при уровне буксования, не превышающем некоторый оптимальный предел. По характеру распределения касательных напряжений в зоне контакта можно судить об уровне КПД колесного движителя для каждого конкретного типа

почв, имеющих свое значение коэффициента трения покоя $-f_n$. В нашем случае эластичная шина с удлиненным пятном контакта будет развивать более высокую силу тяги, чем шина с меньшей длиной контактной зоны, но ее КПД при одном и том же уровне буксования будет несколько ниже.

Выводы

При качении даже с незначительным буксованием ведущего колеса по деформируемой поверхности в месте соприкосновения двух контактирующих тел (шины и грунта) практически отсутствует зона сцепления. Сдвиг почвозацепа в направлении, противоположном поступательному движению трактора, начинается происходить сразу после его входа в пятно контакта. Величина сдвиговой деформации пропорциональна уровню буксования.

На поверхности почвы нормальные напряжения достигают своего максимума, постепенно уменьшаясь с ростом глубины залегания ее слоев. При незначительном буксовании (до 10 %) максимальные значения тангенциальных напряжений возникают в задней части пятна контакта – в зоне наибольших сдвиговых деформаций грунта.

С ростом тяговой нагрузки касательные контактные напряжения смещаются в центр пятна контакта – в зону, где деформации грунта не превысили оптимального уровня, характерного для каждого конкретного типа почв. Таким образом, удлинение пятна контакта шины либо треугольного резино-армированного гусеничного движителя эффективно до определенного уровня, ограниченного предельными значениями сдвиговой деформации почвы, выше которой тангенциальные напряжения τ_{max} перестают расти и для большинства типов связных почв даже начинают снижаться. Это отрицательно влияет на КПД соответствующего движителя.

Литература

1. Беккер М.Г. Введение в теорию системы местность – машина. М.: Машиностроение, 1973. 520 с.
2. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. Тракторы. Теория. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
3. Кацыгин В.В., Горин Г.С., Зенькович А.А. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства. Минск: Наука и техника, 1982. 272 с.
4. Агейкин Я.С. Моделирование движения автомобиля по мягким грунтам: проблемы и решения //

Автомобильная промышленность. 2004. № 10. С. 12–15.

5. Ревенко В.Ю. Русанов А.В. Некоторые аспекты кинематики качения ведущего колеса трактора // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2010. № 2. С. 28–31.
6. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почвы движителями и эффективные пути ее решения. М.: ВИМ, 1998. 368 с.

References

1. Bekker M.G. Vvedenie v teoriyu sistemy mest-nost'-mashina [Introduction to the theory of the terrain-machine system]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 520 p.
2. Gus'kov V.V., Velev N.N., Atamanov Yu.E. Traktory. Teoriya [Tractors. Theory]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. 376 p.
3. Katsygin V.V., Gorin G.S., Zen'kovich A.A. Perspektivnye mobil'nye energeticheskie sredstva (MES) dlya sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva [Perspective mobile energy resources (MERs) for agricultural production]. Minsk: Nauka i tekhnika Publ., 1982. 272 p.
4. Ageykin Ya.S. Modeling the vehicle's motion along soft soils: problems and solutions. Avtomobil'naya promyshlennost'. 2004. No 10, pp. 12–15.
5. Revenko V.Yu. Rusanov A.V. Some aspects of the kinematics of the driving wheel of the tractor Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii. 2010. No 2, pp. 28–31.
6. Rusanov V.A. Problema pereuplotneniya pochvy dvizhitelyami i effektivnye puti ee resheniya [The problem of soil re-consolidation by propulsors and effective ways to solve it]. Moscow: VIM Publ., 1998. 368 p.

ПОТЕНЦИАЛЬНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТРАКТОРА

POTENTIAL PRODUCTIVITY OF THE TRACTOR

Г.М. КУТЬКОВ, д.т.н.

Российский государственный аграрный университет –
МСХА им. Т.А. Тимирязева, Москва, Россия,
gkutkow@yandex.ru

G.M. KUT'KOV, DSc in Engineering

Russian State Agrarian University – Moscow K.A. Timiryazev
Agricultural Academy, Moscow, Russia, gkutkow@yandex.ru

Сельскохозяйственный трактор создан на замену живой тягловой силы с главной целью – повысить производительность труда земледельца. Но среди показателей трактора, характеризующих его технический и технологический уровень, нет обобщенного показателя производительности, отражающего главное свойство, по которому можно было бы проводить сравнительную оценку тракторов разных моделей. Необходимость введения показателя проиводительности трактора возросла в последнее время в связи с существенно повысившейся их энергонасыщенностью. Такое повышение энергонасыщенности носит хаотический характер и сопровождается разным по величине рассогласованием мощности двигателя и веса трактора. Возникает «излишек» мощности двигателя, который не может быть использован, потому что сила тяги трактора ограничена его весом, а скорость движения – агротехническими требованиями. В этих условиях введение показателя производительности трактора в число показателей технического и технологического уровня трактора приобретает еще большую актуальность. В статье определено понятие, а также обоснован и предложен расчетный показатель производительности сельскохозяйственного трактора – потенциальная производительность. Под потенциальной проиводительностью предлагается понимать сменную расчетную производительность трактора с орудием такой ширины захвата, при которой его тяговое сопротивление равно номинальному расчетному тяговому усилию трактора, а скорость движения машинно-тракторного агрегата максимальная при данной мощности двигателя, но не превышает скорости, установленной правилами агротехники. Предлагается принять потенциальную проиводительность сельскохозяйственного трактора в качестве одного из его базовых показателей технической и технологической характеристики дополнительно к существующим, а также указывать в перечне технических параметров трактора.

Ключевые слова: трактор, потенциальная производительность, энргонасыщенность, технологические свойства, тяговое сопротивление.

The agricultural tractor is designed to replace the live traction force with the main purpose - to increase the productivity of the farmer. But among the indicators of the tractor, characterizing its technical and technological level, there is no generalized performance indicator, reflecting the main property by which it would be possible to make a comparative evaluation of tractors of different models. The need to introduce an indicator of the productivity of the tractor has increased recently due to the significantly increased energy saturation. This increase in energy saturation is chaotic and is accompanied by a different mismatch in engine power and the weight of the tractor. There is a "surplus" power of the engine, which can not be used, because the traction force of the tractor is limited by its weight, and the speed of movement – by agrotechnical requirements. In these conditions, the introduction of the indicator of the tractor's performance in the number of indicators of the technical and technological level of the tractor acquires even greater urgency. The article defines the concept, substantiated and proposed a calculated indicator of agricultural tractor productivity – potential productivity. Potential productivity is proposed to understand the changeable design capacity of a tractor with a gun of such a width, at which its traction resistance is equal to the nominal design traction force of the tractor, and the speed of the machine-tractor unit is maximum for a given engine power, but does not exceed the speed established by the rules of agricultural technology. It is proposed to accept the potential performance of an agricultural tractor as one of its basic indicators of the technical and technological characteristics of the tractor in addition to the existing ones, and also to indicate in the list of technical parameters of the tractor.

Keywords: tractor, potential productivity, energy saturation, technological properties, ballasted tanks, traction resistance.

Введение

Сельскохозяйственный трактор создан на замену живой тягловой силы с главной целью – повысить производительность труда земледельца. С тех пор разработано много показателей, характеризующих технический уровень трактора. Но среди них нет показателя проиводительности, характеризующего главное свойство, по которому можно было бы проводить сравнительную оценку тракторов разных

моделей. Сложившуюся ситуацию можно объяснить тем, что сам по себе трактор не может развивать производительность, потому что не обладает рабочими органами, осуществляющими технологический процесс. Тем не менее, такая характеристика необходима, поскольку именно она служит главной для машины, предназначенной выполнять технологический процесс, участвуя в этом напрямую или косвенно, в составе агрегата.

Необходимость введения показателя производительности трактора возросла в последнее время в связи с существенно повысившейся их энергонасыщенностью. Такое повышение энергонасыщенности носит хаотический характер и сопровождается разным по величине рассогласованием мощности двигателя и веса трактора. Возникает «излишек» мощности двигателя, который не может быть использован, потому что сила тяги трактора ограничена его весом, а скорость движения – агротехническими требованиями. Поэтому международная практика классификации тракторов по мощности (см. табл. 1) не отвечает своим требованиям, а отечественная – по силе тяги – требует уточнения (см. табл. 2). В этих условиях введение показателя производительности трактора в число показателей технического и технологического уровня трактора приобретает еще большую актуальность.

Цель исследования

Обоснование принятия потенциальной производительности сельскохозяйственного трактора в качестве одного из базовых его показателей технической и технологической характеристики дополнительно к существующим.

Материалы, результаты исследования и их обсуждение

В статье определено понятие потенциальной производительности и приведен расчет значения ее величины. Предлагается принять этот показатель наряду с другими общепринятыми, такими как потенциальная тяговая характеристика, номинальное тяговое усилие, тяговый КПД трактора и др.

Под потенциальной будем понимать сменную расчетную производительность трактора с ору-

дием такой ширины захвата $B_{\text{зах}}$, при которой его тяговое сопротивление $P_{\text{ор}}$ равно номинальному расчетному тяговому усилию трактора $P_{\text{кр.н}}$, а скорость движения машинно-тракторного агрегата (МТА) $v_{\text{тр}}$ – максимальная при данной мощности двигателя, но не превышает скорости $v_{\text{доп}}$, установленной правилами агротехники.

При этом:

$$P_{\text{кр.н}} = P_{\text{ор}} = B_{\text{зах}} \cdot k_{\text{ор}}; v_{\text{тр}} \leq v_{\text{доп}}, \quad (1)$$

где $k_{\text{ор}}$ – удельное сопротивление орудия, кН/м.

При расчете потенциальной производительности трактора в качестве номинального принимаем тяговое усилие трактора, полученное расчетом по формуле ГОСТ 27021-86 [1] с учетом размерности:

$$P_{\text{кр.н}} = \phi_{\text{кр}} \cdot G_{\text{тр}}, \quad (2)$$

где $\phi_{\text{кр}}$ – коэффициент использования веса трактора по ГОСТ; $G_{\text{тр}}$ – эксплуатационный вес трактора.

Потенциальная производительность характеризует потенциальные возможности трактора. Она не зависит от конкретных условий его работы – внешних факторов, характеристики с.-х машины, используемой с трактором, отклонений параметров технологического режима от номинального и т.д. Именно поэтому потенциальная производительность может служить базовым показателем, по отношению к которому следует оценивать реальную производительность, развиваемую трактором в конкретных условиях с учетом всех эксплуатационных факторов, способных оказывать на нее влияние.

Рассмотрим взаимосвязь между потенциальной сменной производительностью и основными параметрами и характеристиками трак-

Таблица 1

Категории мощности колесных сельскохозяйственных тракторов по ИСО

Категория по мощности двигателя	I	II	III	IV
Значение мощности на ВОМ, измеренной по стандарту ИСО, кВт	До 48	До 92	80–185	150–350

Таблица 2

Тяговые классы сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов

Тяговый класс	Номинальное тяговое усилие, кН	Тяговый класс	Номинальное тяговое усилие, кН
0,2	От 1,8 до 5,4	3	Св. 27 до 36
0,6	Св. 5,4 до 8,1	4	Св. 36 до 45
0,9	Св. 8,1 до 12,6	5	Св. 45 до 54
1,4	Св. 12,6 до 18	6	Св. 54 до 72
2	Св. 18 до 27	8	Св. 72 до 108

тора. Для этого используем хорошо известную зависимость [2]:

$$W_{п.см} = B_{зах} \cdot v_{тр} \cdot \tau_{см}, \quad (3)$$

где $W_{п.см}$ – потенциальная сменная производительность; $\tau_{см}$ – коэффициент использования времени смены.

Если, как условились, тяговое сопротивление орудия равно номинальному тяговому усилию трактора $P_{ор} = P_{кр.н}$, то, используя выражения (1) и (2), можно записать:

$$B_{зах} = P_{ор} / k_{ор} = P_{кр.н} / k_{ор} = \varphi_{кр} \cdot G_{тр} / k_{ор}. \quad (4)$$

Из выражения (4) следует, что максимальная ширина захвата конкретного орудия при обработке почвы с данным удельным сопротивлением $k_{ор}$ зависит от веса трактора и коэффициента использования веса, соответствующего номинальному тяговому усилию.

Коэффициент сопротивления орудия $k_{ор}$ зависит от типа орудия и скорости его движения. В качестве типовой примем общепринятую операцию – пахоту, выполняемую плугом.

При сравнительной оценке тракторов в одинаковых почвенных условиях, с одинаковой характеристикой механических свойств почвы $k_{ор}$ для всех сравниваемых вариантов будет разным в зависимости от действительной скорости движения МТА с данным трактором:

$$k_{ор} = k_{мо} \cdot [1 + \Delta k_{ор} \cdot (v_{тр.т} - v_0)], \quad (5)$$

где $k_{мо} = k_0 \cdot d$ – удельное сопротивление при скорости до $v_0 = 1,4$ м/с (5 км/ч), кН/м; k_0 – удельное тяговое сопротивление, приходящееся на 1 м² сечения пласта, кН/м² (на вспашке $k_0 = 50$ кН/м²); d – глубина обработки почвы (на вспашке принимаем $d = 0,22$ м), м; $\Delta k_{ор}$ – относительное приращение удельного сопротивления при увеличении скорости на 0,28 м/с; $v_{тр.т}$ – действительная скорость движения трактора при номинальном тяговом усилии, м/с.

Выражение для расчета скорости трактора можно найти, используя зависимость крюковой мощности $N_{кр} = P_{кр} \cdot v_{тр}$. В составе машинно-тракторного агрегата скорость трактора следует определять с учетом влияния на нее эксплуатационных факторов:

$$v_{тр} = \frac{N_{кр}}{P_{кр.н}} = \frac{\eta_t \cdot \chi_d \cdot k_N \cdot N_{э}}{P_{кр.н}}, \quad (6)$$

где η_t – тяговый КПД трактора; χ_d – коэффициент возможной загрузки двигателя моментом сопротивления M_c по отношению к

номинальному значению крутящего момента дизеля M_n ; k_N – коэффициент возможного использования мощности двигателя, зависящий от интенсивности колебаний M_c и значения корректорного запаса крутящего момента; $N_{э}$ – эксплуатационная мощность двигателя.

Подставив выражения (4) и (6) в (3), получим:

$$W_{п.см} = \frac{\varphi_{кр.н} G_{тр} \eta_t \chi_d k_N N_{э} \tau_{см}}{P_{кр.н} k_{ор}}.$$

Подставив в полученное выражение для $W_{п.см}$ вместо номинального тягового усилия $P_{кр.н}$ его выражение (2), получим:

$$W_{п.см} = \frac{G_{тр} \mathcal{E}_{тр} \eta_t \chi_d k_N \tau_{см}}{k_{ор}}. \quad (7)$$

При этом:

$$\mathcal{E}_{тр} \leq \mathcal{E}_{тр.э}, \quad (8)$$

$$\mathcal{E}_{тр.б} \leq \mathcal{E}_{тр.э}, \quad (9)$$

где $\mathcal{E}_{тр}$ – энергонасыщенность трактора без балласта; $\mathcal{E}_{тр.б}$ – энергонасыщенность трактора с весом балласта, установленным заводом-изготовителем трактора; $\mathcal{E}_{тр.э}$ – эталонная энергонасыщенность трактора.

Вместо ограничения по скорости, когда $v_{тр} \leq v_{доп}$, введем ограничение по энергонасыщенности (8), (9). Энергонасыщенность трактора $\mathcal{E}_{тр}$ рассчитывают по известной формуле:

$$\mathcal{E}_{тр} = N_{э} / G_{тр},$$

а эталонная энергонасыщенность $\mathcal{E}_{тр.э}$ – по выражению [3]:

$$\mathcal{E}_{тр.э} = \frac{\varphi_{кр} \cdot v_{кр}}{\eta_t}, \quad (10)$$

где η_t – максимальный тяговый КПД трактора.

Расчитанная по выражению (10) эталонная энергонасыщенность сельскохозяйственного колесного трактора равна 1,5 кВт/кН и, гусеничного – 1,4 кВт/Н. Как было условлено ранее, при расчете $k_{ор}$ (5), расчет $\mathcal{E}_{тр.э}$ также выполнен при условии, что трактор занят на пахоте. При расчете использовано общепринятое номинальное значение скорости $v_{тр.н}$ на операции пахоты – 9 км/ч для колесного и 8 км/ч для гусеничного трактора. Значение коэффициента использования веса трактора при номинальном тяговом усилии $\varphi_{кр}$ регламентируется постоянным ГОСТ 27021-86. (В настоящее время нет данных о том, что он изменился.) Тяговый КПД тракторов $\eta_{т.мах}$ также продолжительное время сохраняет неизменным свое значение, хотя можно отметить некоторые колебания.

В целом следует отметить, что полученные значения эталонной энергонасыщенности для колесного и гусеничного тракторов достаточно консервативны. Их стабильность объясняется тем, что значения параметров (1), влияющих на эталонное значение энергонасыщенности, уже многие годы сохраняется неизменным и на обозримый период не просматривается их изменение. Однако, если это произойдет, значение $\Theta_{\text{тр.э}}$ без труда можно откорректировать.

Как уже отмечалось выше, в последние годы проявилась тенденция резкого повышения энергонасыщенности тракторов и появления сельскохозяйственных тракторов новой, тягово-энергетической концепции [4], способных выполнять технологические операции со скоростью, превышающей требования агротехники. Неравенства (8) и (9) учитывают агротехнические ограничения выполнения операции по скорости $v_{\text{тр}} \leq v_{\text{доп}}$, как мы условились ранее (1). Это означает, что потенциальная производительность сравниваемого трактора более высокой энергонасыщенности, чем эталонная, должна рассчитываться как $W_{\text{п}}$ трактора эталонной энергонасыщенности $\Theta_{\text{тр.э}}$ (1,5 кВт/кН для колесного и 1,4 кВт/кН для гусеничного трактора), т.е. с искусственно заниженной мощностью его двигателя, равной $N_{\text{э}} = \Theta_{\text{тр.э}} G_{\text{тр}}$ для небалластируемого трактора и $N_{\text{э}} = \Theta_{\text{тр.э}} G_{\text{тр.б}}$ – для балластируемого. Если это ограничение не учитывать, то по расчетам можно получить завышенную, нереализуемую и поэтому ложную производительность трактора с двигателем чрезмерно высокой мощности.

Рассмотрим коэффициенты $\eta_{\text{т}}$ и $\tau_{\text{см}}$ выражения (7).

Коэффициент $\eta_{\text{т}}$ может быть представлен при расчетах в виде произведения [5]:

$$\eta_{\text{т}} = \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{ф}} \eta_{\text{с}} \eta_{\text{г}},$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии трактора; $\eta_{\text{ф}}$ – КПД сопротивления качению трактора; $\eta_{\text{с}}$ – КПД буксования трактора; $\eta_{\text{г}}$ – КПД гусеничного движителя.

Коэффициенты $\eta_{\text{тр}}$ и $\eta_{\text{ф}}$ могут быть рассчитаны по известным зависимостям для конкретного конструктивного исполнения агрегатов трактора. КПД буксования $\eta_{\text{с}}$ при номинальном тяговом усилии трактора регламентирован ГОСТ 27021-86 в зависимости от типа ходовой системы и колесной формулы, а КПД гусеничного движителя сельскохозяйственного трактора принято считать равным $\eta_{\text{г}} = 0,97$.

Коэффициент возможной нагрузки дизеля $\chi_{\text{д}}$ (7) представляет собой отношение момента сопротивления $M_{\text{с}}$ на валу двигателя к номинальному крутящему моменту дизеля $M_{\text{н}}$. Он ограничивает тяговую нагрузку при выборе орудия для агрегатирования с трактором и зависит от корректорного запаса крутящего момента дизеля и типа трансмиссии. При запасе крутящего момента дизеля, равном $k_3 = 1,4\text{--}1,45$, применении гидротрансформатора и бесступенчатой автоматически регулируемой трансмиссии коэффициент возможной загрузки дизеля близок или равен единице $\chi_{\text{д}} = 1$. В остальных случаях принято агрегатировать трактор из условий загрузки дизеля не более, чем $M_{\text{с}} = (0,85\text{--}0,9) M_{\text{н}}$.

Коэффициент возможного использования мощности двигателя (7) k_{N} зависит [5] от корректорного запаса крутящего момента дизеля и от интенсивности колебаний момента сопротивления на валу двигателя $M_{\text{с}}$, т.е. от демпфирующих свойств трансмиссии. При применении гидротрансформатора, обладающего высокими демпфирующими свойствами, или дизеля с коэффициентом корректорного запаса крутящего момента $k_3 = 1,35\text{--}1,45$ коэффициент k_{N} близок к единице. Чем меньше запас крутящего момента дизеля, тем ниже значение k_{N} .

Коэффициент использования времени смены $\tau_{\text{см}}$ рассчитывают по известной зависимости:

$$\tau_{\text{см}} = 1 - \sum_{i=1}^{i=n} \tau_i,$$

где $\sum \tau_i$ – сумма коэффициентов времени смены, отражающих потери времени смены: на подготовительные операции по агрегатированию энергетического средства с с.-х. машинами $\tau_{\text{п}}$; технологическое обслуживание агрегата $\tau_{\text{т}}$; устранение неисправностей $\tau_{\text{н}}$; проведение ежесменного технического обслуживания энергетического средства $\tau_{\text{у}}$; холостые переезды $\tau_{\text{х}}$; n – число коэффициентов τ .

При сравнении между собой мобильных энергетических средств по показателям технологических свойств из рассмотрения исключаются составляющие времени смены, не зависящие от свойств энергетического средства: потери времени смены по организационным причинам, метеорологическим условиям, физиологическим потребностям механизаторов, нарушению технологического процесса.

Конструктивные параметры и технические характеристики трактора, влияющие на пере-

численные выше коэффициенты, составляющие $\sum \tau_i$, известны. Однако эти параметры и характеристики применительно к тракторам высокой энергонасыщенности и интегральным требуют дополнительного анализа.

Так, по сравнению с тракторами тяговой концепции подготовка МТА к работе трактора высокой энергонасыщенности, учитываемая коэффициентом τ_n , требует дополнительных затрат времени на установку балласта или дополнительных колес, на соединение и разъединение трактора с технологическим модулем, если он применяется вместо балласта. При этом повышается также трудоемкость выполнения дополнительных операций, в том числе включая привлечение второго работника и дополнительного оборудования.

Время технологического обслуживания МТА, учитываемое коэффициентом τ_r , наиболее существенно зависит от наличия у энергетического средства площадки для размещения емкости с технологическим материалом, так как запас технологического материала позволяет снизить время на заправки агрегата за счет сокращения их количества. Примером может служить тракторное самоходное шасси или трактор с кабиной, расположенной в межосевом пространстве. Площадка за кабиной трактора может служить местом для размещения емкости с технологическим материалом.

Коэффициент τ_x , учитывающий время на холостые переезды, зависит в основном от состава агрегата и в меньшей мере от параметров энергетического средства. Тем не менее, например, трактор с поддресоренным передним мостом, оснащенный демпфером продольно-угловых колебаний (что особенно важно при движении с вывешенной навесной машиной), способен перемещаться в составе МТА при холостом переезде с более высокой средней скоростью по сравнению с трактором, технически менее совершенным.

Время, затрачиваемое на ежесменное техническое обслуживание τ_y и учитываемое коэффициентом τ_n на устранение неисправностей, определяется степенью технического совершенства энергетического средства, его техническим уровнем.

Заключение

Строго говоря, термин «производительность трактора» некорректен, так как сам по себе, без орудия, он не может выполнять сельскохозяйственную операцию и, следовательно,

но, не может развивать производительность. Однако, если рассматривать использование трактора с сельскохозяйственной машиной, обладающей конкретной характеристикой, согласованной с номинальными значениями его параметров, а также обоснованно принять скоростной режим работы агрегата, то предложенный показатель – потенциальная производительность трактора – можно признать вполне корректным и не менее важным по сравнению с уже используемыми показателями.

Предлагается принять потенциальную производительность сельскохозяйственного трактора в качестве одного из его базовых показателей технической и технологической характеристики дополнительно к существующим, а также указывать в перечне технических параметров трактора.

Литература

1. ГОСТ 27021-86. Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы. М.: Издательство стандартов, 1987. 5 с.
2. Платонов В.Ф., Азасев В.С., Александров Е.Б. и др. Машиностроение. Энциклопедия. Колесные и гусеничные машины. Т. IV-15 / Под общ. ред. В.Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1977. 688 с.
3. Кутьков Г.М. Энергонасыщенность и классификация тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 5. С. 11–14.
4. Кутьков Г.М. Трактор второго поколения. М.: ФБГОУ ВТО МГАУ им. В.П. Горячкина, 2013. 104 с.
5. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора. М.: Машиностроение, 1980. 216 с.

References

1. GOST 27021-86. Tractors, agricultural and forestry. Traction classes. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 1987. 5 p.
2. Platonov V.F., Azaev V.S., Aleksandrov E.B. i dr. Mashinostroenie. Entsiklopediya. Kolesnye i gusenichnye mashiny. T. IV-15. Pod obshch. red. V.F. Platonova [Mechanical engineering. Encyclopedia. Wheeled and caterpillar machines. V. IV-15]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977. 688 p.
3. Kut'kov G.M. Energy saturation and classification of tractors. Traktory i sel'khoz mashiny. 2009. No 5, pp. 11–14.
4. Kut'kov G.M. Traktor второго pokoleniya [Second generation tractor]. Moscow: FBGOU VTO MGAU im. V.P. Goryachkina Publ., 2013. 104 p.
5. Kut'kov G.M. Tyagovaya dinamika traktora [Traction dynamics of the tractor]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 216 p.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГОЙ S-ОБРАЗНОЙ СТОЙКИ КУЛЬТИВАТОРА

EXPERIMENTAL STUDY OF THE ELASTIC S-SHAPED CULTIVATOR RACK

С.Е. ФЕДОРОВ, к.т.н.
М.Н. ЧАТКИН, д.т.н.
А.А. ЖАЛНИН
Н.А. ЖАЛНИН

Национальный исследовательский Мордовский
государственный университет им. Н.П. Огарева,
seregafedorov1989@mail.ru

S.E. FEDOROV, PhD in Engineering
M.N. CHATKIN, DSc in Engineering
A.A. ZHALNIN
N.A. ZHALNIN

N.P. Ogarev Mordovia State University,
seregafedorov1989@mail.ru

Культиваторные лапы на упругих стойках при работе имеют отклонение от установленной глубины обработки на 10–15 % больше, чем при жесткой подвеске и не сохраняют оптимальную геометрию резания. С увеличением скорости и глубины обработки тяговое сопротивление и отклонение лапы от заданной глубины обработки увеличиваются. Поэтому для обеспечения качества и эффективности работы комбинированного культиватора, оснащенного упругими S-образными стойками, необходимо изменять жесткость стоек. Цель исследования – повышение качества и снижение энергозатрат поверхностной обработки почвы путем регулирования и оптимизации жесткости упругой стойки культиватора. Для изучения работы упругой S-образной стойки использовался метод полного факторного эксперимента, позволивший получить математические модели с учетом выбранных контролируемых факторов. За контролируемые переменные принимали факторы, характеризующие свойства работы упругой S-образной стойки и имеющие определенные численные значения. В ходе исследования изучалось влияние глубины обработки, скорости агрегата и жесткости стойки на тяговое сопротивление и отклонения лапы. Результаты исследований показали, что при увеличении глубины обработки от 0,04 до 0,12 м при скорости 3 м/с тяговое сопротивление S-образной стойки возрастет с 105 до 670 Н. Следует заметить, что увеличение жесткости стойки с 6226 до 21815 Н/м приводит к снижению тягового сопротивления на 100 Н. С увеличением глубины обработки и скорости агрегата отклонение носка лапы увеличивается. При увеличении жесткости стойки отклонение носка лапы уменьшается. Максимальное отклонение наблюдается при скорости 3 м/с, глубине 0,12 м, жесткости стойки 6826 Н/м. В результате исследования для выполнения агротехнических требований при поверхностной обработке почвы предложено установить в конструкцию упругой S-образной стойки регулятор жесткости.

Ключевые слова: комбинированный культиватор, тяговое сопротивление, упругая стойка, регулятор, жесткость.

Cultivating paws on elastic struts at work have a deviation from the established depth of processing by 10–15 % more than with a rigid suspension and do not preserve the optimal cutting geometry. With increasing speed and depth of treatment, tractive resistance and deflection of the paw from a given depth of processing increase. Therefore, to ensure the quality and efficiency of the combined cultivator equipped with elastic S-shaped struts, it is necessary to change the rigidity of the racks. The purpose of the study is to improve the quality and reduce the energy consumption of surface tillage by regulating and optimizing the rigidity of the elastic strut of the cultivator. To study the work of the elastic S-pillar, the method of full factorial experiment was used, which allowed obtaining mathematical models, taking into account the selected controlled factors. For the controlled variables, the factors characterizing the work properties of the elastic S-pillar and having certain numerical values were taken. In the course of the study, the influence of the depth of treatment, the speed of the aggregate and the stiffness of the strut on the traction resistance and the deviation of the paw was studied. The results of the research showed that with an increase in processing depth from 0,04 m to 0,12 m at a speed of 3 m/s, the traction resistance of the S-pillar will increase from 105 N to 670 N. It should be noted that increasing the stiffness of the rack from 6226 N/m to 21815 N/m leads to a reduction in traction resistance by 100 N. With increasing depth of processing and speed of the unit – the deviation of the toe of the paw increases. With increasing stiffness of the stand, the deviation of the toe of the paw decreases. The maximum deviation is observed at a speed of 3 m/s, a depth of 0,12 m, rigidity of the rack 6826 N/m. As a result of the study, in order to fulfill the agrotechnical requirements for surface tillage, it is proposed to install a stiffness regulator in the design of the elastic S-bar.

Keywords: combined cultivator, tractive resistance, elastic rack controller, stiffness.

Введение

В настоящее время необходимо улучшать способы и системы поверхностной обработки почвы, использовать более совершенные сельскохозяйственные машины [1]. К ним относятся комбинированные машины и агрегаты, эксплуатация которых повышает качество выполнения технологических операций обработки почвы, сокращает число проходов по полю, потери времени на холостые проходы и заезды, денежные и трудовые затраты, увеличивает производительность труда [2].

Значительный интерес представляют исследования современных комбинированных культиваторов, оснащенных упругими стойками. Рабочие органы на упругих стойках, встречая в процессе работы переменное сопротивление почвы, совершают вынужденные колебания. Это приводит к улучшению качества крошения почвы и снижению тягового сопротивления [3]. Однако лапы на упругой подвеске при работе имеют отклонение от установленной глубины обработки на 10–15 % больше, чем при жесткой подвеске, и не сохраняют оптимальную геометрию резания [4].

Поэтому поиски научно-обоснованных путей решения задач повышения эффективности работы агрегатов для поверхностной обработки почвы, культиваторами с упругими стойками являются актуальными.

Цель исследования

Повышение качества и снижение энергозатрат поверхностной обработки почвы путем регулирования и оптимизации жесткости упругой стойки культиватора.

Материалы и методы

За объект исследования выбрана упругая S-образная стойка культиватора. Рабочий орган на упругой S-образной стойке взаимодействует с обрабатываемой средой – почвой. В процессе ее разрушения возникают реакции и моменты сопротивления, которые при лабораторных исследованиях являются выходными параметрами. Определяющими факторами работы упругой S-образной стойки являются материал, форма и размеры ее сечения, глубина обработки, скорость, жесткость стойки и др. Для изучения работы S-образной стойки нами принят метод полного факторного эксперимента, позволяющий получить математическую

модель с учетом выбранных контролируемых параметров.

За параметры оптимизации Y_i работы упругой S-образной стойки приняли тяговое усилие и отклонение носка лапы от заданной глубины обработки [5].

Тяговое усилие и отклонение от заданной глубины обработки как параметры оптимизации соответствуют следующим требованиям:

- их значения изменяются при любом изменении факторов работы S-образной пружинной стойки в почве;
- это статистически эффективные параметры, т.е. измеряются с наибольшей точностью, что позволяет сократить до минимума повторность опытов.

За контролируемые переменные принимали факторы, характеризующие свойства работы упругой S-образной стойки и имеющие определенные численные значения, для которых вводили следующие обозначения: h – глубина обработки, м (x_1); V – скорость движения стойки, м/с (x_2); $K_{\text{жест}}$ – жесткость стойки, кН/м (x_3).

При определении величин количественных оценок во внимание принимали только те факторы, которые влияют на работу упругой S-образной стойки.

Интервал варьирования факторов x_1 , x_2 обуславливался агротехническими требованиями к предпосевной обработке почвы, энергетическими и скоростными характеристиками трактора. Границу изменения фактора x_3 определяли по результатам проведения пассивного эксперимента.

Связь параметров оптимизации с факторами рабочего процесса в общем виде запишется:

$$P_{\text{тяг}}; \Delta H = f(h, V, K_{\text{жест}}, \dots).$$

Выбранные факторы рабочего процесса отвечают следующим требованиям:

- все факторы управляемые, т.е. позволяют устанавливать требуемое значение и поддерживать его постоянным в течение опыта;
- для всех факторов выполняются условия совместимости, т.е. такое условие, при котором возможное их взаимное влияние не вызывает нарушения работы упругой S-образной стойки в почве;
- все факторы независимые, т.е. обладают возможностью их установки на любом уровне независимо от уровней других факторов;
- все факторы однозначны, т.е. не являются функцией других;

– все факторы непосредственно воздействуют на параметр оптимизации;

– точность установления граничных значений факторов максимально высокая.

При проведении многофакторного эксперимента по определению рациональных режимов работы упругих S-образных стоек в почве приняли факторы и уровни их варьирования, приведенные в табл. 1.

Сочетание факторов и полученные результаты опытов при исследовании тягового сопротивления упругой S-образной стойки с регулятором жесткости представлены в табл. 2.

После расчета и исключения незначимых коэффициентов получено уравнение регрессии:

$$P = -72,3 + 5890,62 \cdot h + 26,25 \cdot V - 6,25 \cdot K_{\text{жест}}$$

На рис. 1 приведены графики зависимости тягового усилия от жесткости стойки, скорости и глубины обработки почвы, полученные при многофакторном эксперименте.

Сочетание факторов и полученные результаты опытов при исследовании влияния режимов работы упругой S-образной стойки в почве на отклонения носка лапы представлены в табл. 3.

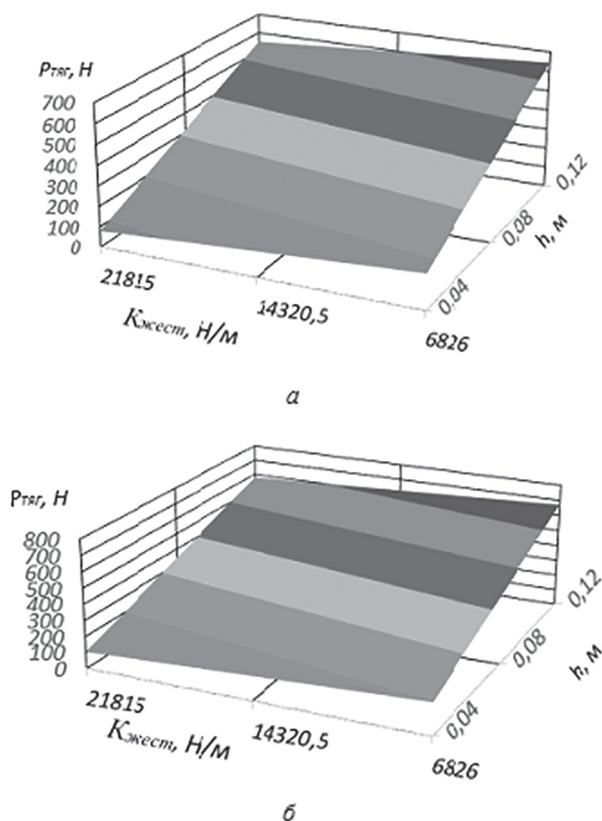


Рис. 1. График зависимости тягового усилия упругой S-образной стойки от глубины обработки почвы и жесткости стойки:
а – $V = 2$ м/с; б – $V = 3$ м/с

Таблица 1

Факторы и интервалы их варьирования в действительных значениях

Уровни	Факторы рабочего процесса в единицах измерения		
	$(x_1) - h, \text{ м}$	$(x_2) - V, \text{ м/с}$	$(x_3) - K_{\text{жест}}, \text{ кН/м}$
Верхний	0,12	3	6,826 (стандартная)
Нижний	0,04	2	21,815
Основной	0,08	2,5	14,3205
Интервал варьирования	0,04	0,5	7,4945

Таблица 2

Матрица планирования и результаты опытов

Номер опыта	Факторы				Комбинации факторов				Значение параметра оптимизации (тяговое сопротивление $P_{\text{тяг}}, \text{ Н}$)			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4
1	+	-	-	-	+	+	+	-	100	110	100	110
2	+	+	-	-	-	-	+	+	520	540	520	540
3	+	-	+	-	-	+	-	+	130	120	110	120
4	+	+	+	-	+	-	-	-	550	550	560	570
5	+	-	-	+	+	-	-	+	150	140	160	160
6	+	+	-	+	-	+	-	-	650	670	660	660
7	+	-	+	+	-	-	+	-	170	180	190	180
8	+	+	+	+	+	+	+	+	680	690	700	710

Таблица 3

Матрица планирования и результаты опытов

Номер опыта	Факторы				Комбинации факторов				Значение параметра оптимизации (тяговое сопротивление $P_{\text{тяг}}$, Н)			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4
1	+	-	-	-	+	+	+	-	100	110	100	110
2	+	+	-	-	-	-	+	+	520	540	520	540
3	+	-	+	-	-	+	-	+	130	120	110	120
4	+	+	+	-	+	-	-	-	550	550	560	570
5	+	-	-	+	+	-	-	+	150	140	160	160
6	+	+	-	+	-	+	-	-	650	670	660	660
7	+	-	+	+	-	-	+	-	170	180	190	180
8	+	+	+	+	+	+	+	+	680	690	700	710

Получено уравнение регрессии для определения отклонения упругой S-образной стойки:

$$\Delta H = 0,0257 + 0,1933 \cdot h + 0,0030 \cdot V - 0,0017 \cdot K_{\text{жест.}}$$

На рис. 2 приведены графики зависимости отклонения носка лапы упругой S-образной стойки от ее жесткости, скорости и глубины обработки, полученные при многофакторном эксперименте.

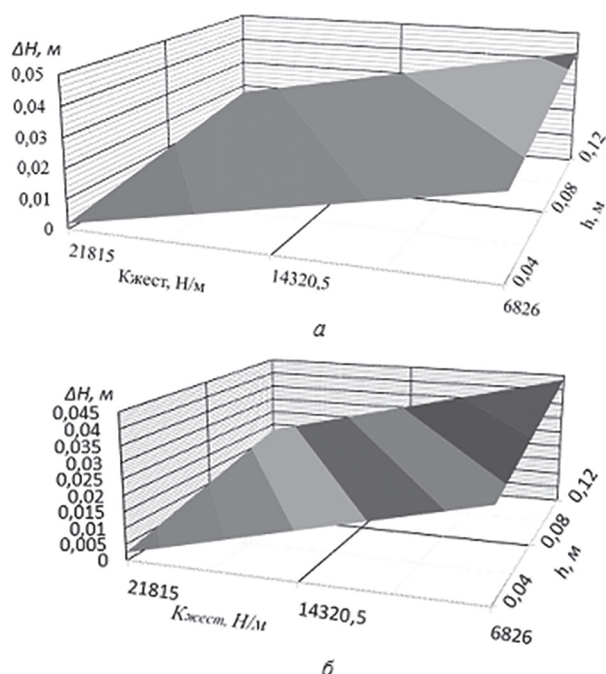


Рис. 2. График зависимости отклонения носка лапы упругой S-образной стойки от глубины обработки и жесткости стойки:
а – $V = 2$ м/с; б – $V = 3$ м/с

Результаты и обсуждение

Анализ полученных результатов экспериментов показывает, что при увеличении глубины обработки от 0,04 до 0,12 м при скорости 2 м/с тяговое сопротивление S-образной стойки возрастет с 95 до 646 Н, а при скорости 3 м/с – с 105 до 670 Н (рис. 1). Следует заметить, что увеличение жесткости стойки с 6226 до 21815 Н/м, приводит к снижению тягового сопротивления на 100 Н.

С увеличением глубины обработки и скорости агрегата отклонение носка лапы увеличивается. При увеличении жесткости стойки [6] отклонение носка лапы уменьшается (рис. 2). Максимальное отклонение наблюдается при скорости 3 м/с, глубине 0,12 м, жесткости стойки 6826 Н/м.

Выводы

Установлено, что на тяговое сопротивление и отклонение носка лапы рабочего органа на упругой S-образной стойке большое влияние оказывают глубина обработки, рабочая скорость агрегата и жесткость стойки.

С увеличением глубины обработки, скорости агрегата и уменьшением жесткости стойки тяговое сопротивление и отклонение носка лапы рабочего органа увеличиваются.

При глубине обработки до 0,05 м, скорости агрегата 12 км/ч и выполнении агротехнических требований необходимо установить регулятор жесткости так, чтобы жесткость стойки составляла 14320,5 Н/м, а при обработке на глубину 0,105 м и больше – не менее 21815 Н/м.

Литература

1. Федоров С.Е., Чаткин М.Н., Костин А.С., Колесников Н.В. Исследование упругой S-образной стойки комбинированного культиватора // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. 2015. № 3. С. 12–15.
2. Федоров С.Е., Костин А.С., Чаткин М.Н. Определение деформаций упругих стоек культиватора // Сельский механизатор. 2015. № 10. С. 18–19.
3. Федоров С.Е., Чаткин М.Н., Костин А.С., Городсков С.Ю. Моделирование пружинных стоек комбинированных культиваторов // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 8. С. 41–44.
4. Федоров С.Е., Чаткин М.Н., Костин А.С. Обоснование параметров пружинных стоек комбинированных культиваторов // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: материалы междунар. конф. Саранск. Изд-во Мордов. ун-та, 2014. С. 547–550.
5. Федоров С.Е., Чаткин М.Н. Полевые исследования упругой S-образной стойки // Основные направления развития техники и технологии в АПК: материалы и доклады VII Всероссийской научно-практической конф. Княгинино. Изд-во НГИЭУ, 2016. С. 323–326.
6. Чаткин М.Н., Федоров С.Е., Костин А.С. Культиватор на упругих стойках. Патент на полезную модель № 132940 РФ, 2013.

References

1. Fedorov S.E., Chatkin M.N., Kostin A.S., Kolesnikov N.V. The study of the elastic S-bar of the

combined cultivator. *Izvestiya Samarskoy gosudarstvennoy sel'skokhozyaystvennoy akademii*. 2015. No 3, pp. 12–15.

2. Fedorov S.E., Kostin A.S., Chatkin M.N. Determination of deformations of elastic stands of the cultivator. *Sel'skiy mekhanizator*. 2015. No 10, pp. 18–19.
3. Fedorov S.E., Chatkin M.N., Kostin A.S., Gorodskov S.Yu. Modeling of spring struts of combined cultivators. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2013. No 8, pp. 41–44.
4. Fedorov S.E., Chatkin M.N., Kostin A.S. Justification of the parameters of the spring racks of combined cultivators. *Energoeffektivnye i resur-soberegayushchie tekhnologii i sistemy: materialy mezhdunar. konf [Energy-efficient and resource-saving technologies and systems: materials of the international. conf.]*. Saransk: Izd-vo Mordov. un-ta, 2014, pp. 547–550.
5. Fedorov S.E., Chatkin M.N. Field studies of the elastic S-pillar. *Osnovnye napravleniya razvitiya tekhniki i tekhnologii v APK: materialy i doklady VII Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konf [The main directions of the development of techniques and technology in agribusiness: materials and reports of the VII All-Russian Scientific and Practical Conference.]*. Knyaginino: Izd-vo NGIEU Publ., 2016, pp. 323–326.
6. Chatkin M.N., Fedorov S.E., Kostin A.S. Kul'tivator na uprugikh stoykakh [Cultivator on elastic supports]. *Patent na poleznuyu model' No 132940 RF*, 2013.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОЛЫХ ВАЛОВ И ОСЕЙ ИЗДЕЛИЙ СЕЛЬХОЗМАШИНОСТРОЕНИЯ

FORECASTING THE DURABILITY OF HOLLOW SHAFTS AND AXLES OF AGRICULTURAL MACHINERY PRODUCTS

В.Б. ДЕМЕНТЬЕВ, д.т.н.

А.Д. ЗАСЫПКИН, к.т.н.

Институт механики Уральского отделения РАН, Ижевск, Россия, oka592@rambler.ru

V.B. DEMENT'EV, DSc in Engineering

A.D. ZASYPKIN, PhD in Engineering

The Institute of Mechanics UB RAS, Izhevsk, Russia, oka592@rambler.ru

Рассмотрены вопросы повышения долговечности при разработке технологий упрочнения ответственных деталей изделий сельхозмашиностроения. Проведенные эксперименты и расчеты показывают, что применение полых осей, валов и других полых изделий дает большой технико-экономический эффект, уменьшает расход металла, облегчает вес оборудования и обеспечивает его высокие эксплуатационные качества. Представлена методика прогнозирования долговечности деталей с термомеханической обработкой и деформацией винтовым обжатием из горячекатаных особо толстостенных труб, проведены их стендовые и эксплуатационные испытания, показавшие, что упрочненные полые детали не только не уступают, а иногда и превосходят сплошные по долговечности. Оптимизация процессов обработки деталей с учетом изложенных результатов теоретических и экспериментальных исследований позволяет повысить их эффективность. Учитывая, что при этом приходится иметь дело с многофакторными зависимостями, целесообразно автоматизировать их решение. Для ряда технологических процессов разработаны алгоритмы и программы для вычислительной техники, успешно используемые как при автоматизации проектирования технологических процессов, так и при автоматизации самого производства. С применением термомеханической обработки и деформации винтовым обжатием достигнуто на некоторых изделиях (пальцы траков гусеничных машин) пятикратное увеличение долговечности при асимметричном знакопостоянном изгибе. Таким образом, становится очевидной целесообразность значительно более широкого, чем в настоящее время, применения полых осей, валов и других полых деталей в сельхозмашиностроении, если учесть весьма важное свойство указанных полых деталей, заключающееся в том, что они менее чувствительны к концентрации напряжений при циклических нагрузках, в особенности если проведено упрочнение высокотемпературной термомеханической обработкой. Рекомендуется применение этой уникальной обработки ответственных и высоконагруженных деталей машиностроения для широкого спектра их назначения.

Ключевые слова: полые валы и оси, долговечность, пальцы траков гусеничных машин, нагрев, деформация, охлаждение, высокотемпературная термомеханическая обработка, показатели качества.

The issues of increasing durability in the development of technologies for strengthening the critical parts of agricultural machinery products are considered. The conducted experiments and calculations show that the use of hollow axes, shafts and other hollow products gives a great technical and economic effect, reduces the consumption of metal, facilitates the weight of equipment and ensures its high performance. The technique of prediction of the durability of parts with thermomechanical processing and deformation by screw compression from hot-rolled especially thick-walled pipes is presented, their bench and operational tests have been carried out, showing that hardened hollow parts not only do not concede, and sometimes exceed continuous durability. Optimization of the processing of parts, taking into account the stated results of theoretical and experimental studies, makes it possible to increase their efficiency. Considering that it is necessary to deal with multifactorial dependencies, it is advisable to automate their solution. Algorithms and programs for computer technology have been developed for a number of technological processes, successfully used both for automating the design of technological processes and for automating production itself. With the use of thermomechanical processing and deformation by screw compression, a fivefold increase in durability with asymmetric sign-constant bending is achieved on some products (track fingers of caterpillar machines). Thus, it becomes evident that the use of hollow axes, shafts and other hollow parts in agricultural machinery construction is much more widespread than at present, given the very important property of these hollow parts, that they are less sensitive to stress concentration under cyclic loads, especially if hardening is performed by high-temperature thermomechanical processing. It is recommended to use this unique treatment of responsible and highly loaded machine parts for a wide range of applications.

Keywords: hollow shafts and axles, durability, track fingers of caterpillar machines, heating, deformation, cooling, high-temperature thermomechanical processing, quality indicators.

Введение

Одной из основных задач, которые стоят в настоящее время перед машиностроителями, является улучшение технических показателей: снижение веса машин и механизмов при повышении их долговечности и надежности.

Проведенные эксперименты и расчеты [1] показывают, что применение полых осей, валов и других полых изделий дает большой технико-экономический эффект, уменьшает расход металла, облегчает вес оборудования и обеспечивает его высокие эксплуатационные качества.

Становится очевидной целесообразность значительно более широкого, чем в настоящее время, применения полых осей, валов и других полых деталей в сельхозмашиностроении, если учесть весьма важное свойство указанных полых деталей, заключающееся в том, что они менее чувствительны к концентрации напряжений при циклических нагрузках, в особенности при упрочнении термомеханической обработкой [2].

Особое значение имеет при рассмотрении вопросов упрочнения методом термомеханической обработки (ТМО) прогнозирование долговечности деталей по величине и уровню показателей их качества, создаваемых в процессе их изготовления (прочности, пластичности, шероховатости поверхности, наличии металлургических дефектов поверхности, способа ее упрочнения и т.п.).

Применяемые методы исследования

Из сказанного выше следует, что рассматривая методы повышения усталостной прочности, износостойкости и долговечности полых осей и валов, полезно осветить с достаточной полнотой рациональную технологию упрочнения полых деталей методами ТМО металла и применение методов прогнозирования долговечности деталей при наработке определенного (требуемого конструктором) количества циклов нагружения [3].

Все детали после любого метода формообразования имеют на своих поверхностях шероховатость, волнистость и микронеровности, что приводит к дискретному характеру соприкосновения. В результате фактическая площадь, через которую передается давление от одной поверхности к другой, составляет малую часть номинальной площади касания, ограниченной внешними размерами соприкасающихся тел и являющихся основой для проектно-

конструкторских разработок [4]. Это приводит к наибольшим контактным деформациям со всеми вытекающими последствиями. Следовательно, на контактную жесткость и другие эксплуатационные показатели контактирующих деталей прежде всего влияют геометрические характеристики качества поверхности, а они, в свою очередь, зависят от условий выполнения технологических операций.

Технологическое обеспечение шероховатости поверхности часто базируется лишь на экспериментальных зависимостях между методами окончательной обработки и шероховатостью поверхности [5]. Достижимая при том или ином методе обработки шероховатость поверхности прежде всего характеризуется значениями высотных параметров R_a , R_z или R_{max} . Однако, как показали экспериментальные исследования и теоретические решения контактных задач с учетом состояния реальных поверхностей, этих характеристик недостаточно, так как поверхности с одинаковой высотой неровностей, но полученные различными технологическими методами, могут иметь различные эксплуатационные свойства [6, 7]. В этом случае, кроме высотных параметров шероховатости, ГОСТом 2789-73 предусмотрены шаговые параметры шероховатости (S_m и S), а также параметр, связанный с формой микронеровностей, t_o , а они, в свою очередь, зависят от качества инструмента, его формы и других технологических параметров процесса формирования поверхности заготовки.

Процесс контактирования поверхностей, имеющих не только шероховатость и волнистость, но и микронеровности, в значительной степени определяется формой и размерами последних. Для оценки этого влияния следует учитывать не только предельные значения отклонений от правильной геометрической формы, регламентируемые ГОСТ 632-80, но и располагать законом изменения отклонений по всей номинальной площади деталей. Это связано с тем, что при одинаковой степени отклонения от правильной геометрической формы, но при различной геометрической характеристике этих отклонений (выпуклая, вогнутая, отклонения в одной плоскости, в двух плоскостях, закономерность изменения зазора при соединении деталей с определенными взаимными расположениями и формой микронеровностей и т.д.) соединения будут иметь различные эксплуатационные свойства [6]. Так, при

различной пространственной ориентации минимальной и максимальной толщины стенки трубы при асимметричном изгибе получают различные величины долговечности (число циклов до разрушения при одинаковом напряжении цикла).

На величину и форму макронеровностей и на точность обработки решающее влияние оказывают условия выполнения технологического процесса: упругие и температурные деформации технологической системы, размерный износ инструмента и другие условия протекания процессов, которые успешно исследуются и уже имеются значительные успехи в практическом применении результатов этих исследований [7].

В настоящее время задача технологического обеспечения качества поверхности решается при условии, что технологу в большинстве случаев предоставлена возможность выбора технологического процесса и метода обработки, обеспечивающих лишь заданные конструктором значения шероховатости и точности. Только в отдельных случаях конструктор указывает кроме высотного параметра шероховатости дополнительные требования, например метод окончательной обработки поверхности.

Характерно, что при этом практически не учитывается изменение большинства геометрических характеристик рабочих поверхностей, и в результате такой выбор методов обработки далеко не всегда дает положительные результаты [4].

Основные результаты исследований

Одним из методов улучшения показателей качества изделий машиностроения является применение в технологическом процессе высокотемпературной термомеханической обработки, которая включает непрерывно-последовательный нагрев, деформацию и охлаждение заготовок [2, 3, 5].

На рис. 1 показано распределение долговечности полых пальцев траков гусеничных машин, изготовленных с применением ТМО различными методами, но с одинаковой шероховатостью наружной и внутренней поверхности ($R_z \leq 10$ мкм) в координатах: логарифм долговечности $\lg N$ – вероятность P . На рис. 2 представлена долговечность в зависимости от схемы обработки, определяющей параметры качества поверхностей детали как функцию технологических факторов ΔS , H , λ .

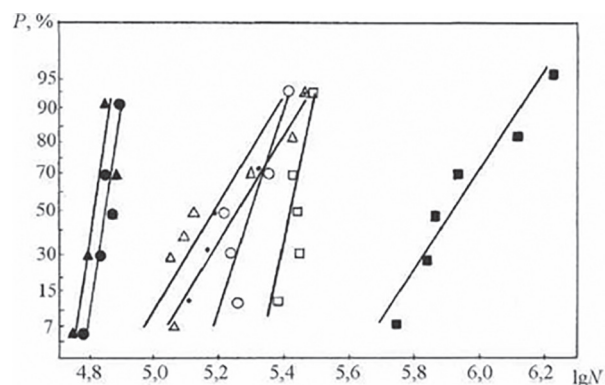


Рис. 1. Характер распределения значений долговечности пальцев: • – 38ХС, изотермическая закалка плюс обкатка; • – 38ХС, ТМО; Δ – 38ХС, ТМО плюс обкатка; $\blacktriangle$ – 30ХГСН2А, закалка плюс отпуск; $\circ$ – 30ХГСН2А, закалка плюс отпуск плюс обкатка; $\square$ – 30ХГСН2А, ТМО; $\blacksquare$ – 30ХГСН2А, ТМО плюс обкатка

Разброс долговечности для каждой марки стали связан не только с различием методов упрочнения, но и с различием получаемых характеристик качества трубных заготовок. Поэтому показанные на рис. 2 результаты испытаний, включающие наряду с высотой макронеровностей $R_{\max}$ параметры разностенности (точности) ΔS и степени деформации λ при термомеханической обработке и деформацией винтовым обжатием (ТМО ВО) (косвенно характеризует прочность материала детали), дают более полную и точную картину взаимосвязи технологических факторов с эксплуатационными свойствами.

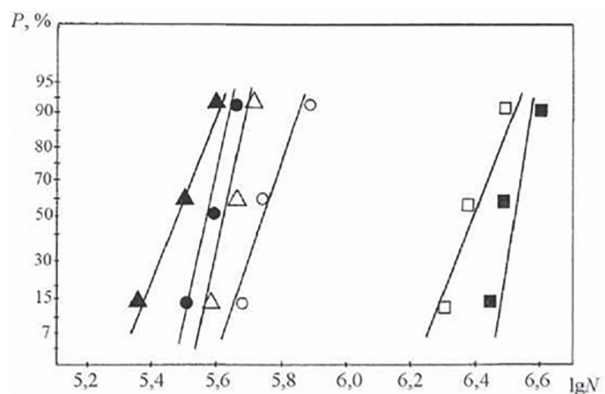


Рис. 2. Долговечность N в зависимости от технологических факторов (ΔS , H , λ), полученных при испытании пальцев из стали 30ХГСН2А по схемам: $\blacktriangle$ – ТМО на длинной оправке; • – ТМО на короткой оправке; Δ – рассверливание плюс ТМО на длинной оправке; $\circ$ – рассверливание плюс ТМО на короткой оправке; $\square$ – ТМО на длинной оправке плюс зачистка отверстия абразивом; $\blacksquare$ – ТМО на короткой оправке плюс зачистка отверстия абразивом

При обработке данных эксперимента (рис. 2 и табл. 1) по методике построения аппроксимационных математических моделей определена следующая зависимость:

$$N = A_0 + A_1 \text{EXP}(-(\Delta S^2 + H^2 + (\lambda - 30)^2) / 300),$$

где $A_0 = -285,72$ и $A_1 = 2290,34$ – расчетные коэффициенты; ΔS – разностенность в сечении полого пальца в точке приложения максимального изгибающего момента; H – шероховатость внутренней поверхности в месте зарождения усталостной трещины; λ – логарифмическая степень деформации.

Графическое изображение полученной модели показано на рис. 3.

Для выяснения зависимости долговечности от перечисленных факторов был проведен специальный эксперимент по ранее описанной в литературе методике [6]. Результаты эксперимента представлены в табл. 1.

Полученная модель позволяет прогнозировать эксплуатационные свойства (долговечность) готовых деталей, изготовленных по определенной схеме обработки в зависимости от качественных характеристик поверхности заготовок и режимов упрочняющей (окончательной) обработки (ТМО), что позволяет, в свою очередь, определить оптимальный вариант их изготовления [8].

На основании проведенных исследований по определению взаимосвязи качества трубных заготовок и эксплуатационной долговечности изготовленных из них полых валов и осей появляется возможность определить наиболее эффективный вариант технологического маршрута их изготовления [9].

По результатам предварительных стендовых испытаний полых пальцев с различными

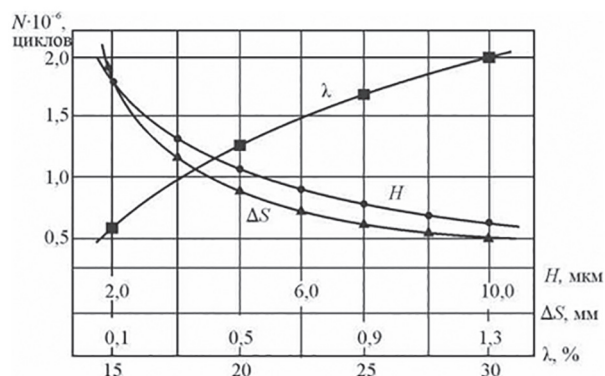


Рис. 3. Влияние шероховатости H , разностенности ΔS и степени деформации λ на долговечность полых пальцев при асимметричном знакопостоянном изгибе

видами подготовки внутренней поверхности (табл. 2) можно утверждать, что удаление дефектного слоя с поверхности отверстия положительно сказывается на долговечности детали. Вместе с тем, определенное значение имеют качество механической обработки (шероховатость H) и способ деформации при ТМО (на короткой или длинной оправках). Так, в опытах 1, 3, 5 наблюдается снижение величины N от 1-го к 3-му опыту. Это связано с наличием у заготовок, изготовленных по варианту 3 следов от рассверливания, которые остаются и после деформации. При этом, деформация на короткой оправке позволяет несколько снизить высоту следа от режущего инструмента (см. опыт 3, 4).

Средняя степень деформации λ определялась с учетом разброса величины внутреннего диаметра заготовки пальца перед ТМО.

Зачистка отверстия абразивом после ТМО вносит значительный вклад в повышение долговечности. В работе Нестеренко И.И. [10] показано влияние абразивной обработки на

Таблица 1

Результаты стендовых испытаний пальцев с варьированием параметров ΔS , H и λ

Число циклов до разрушения, $N \cdot 10^{-3}$ циклов	Разностенность, ΔS , мм	Шероховатость внутренней поверхности, H , мкм	Степень деформации при ТМО ВО, λ , %
≥ 2000	0,10	1,9	30
1747	0,15	2,5	37
1190	0,33	4,7	20
888	0,53	5,9	19
780	0,69	6,6	43
697	0,81	7,9	17
692	0,85	8,2	45
590	1,20	10,0	15

Таблица 2

Результаты предварительных стендовых испытаний полых пальцев с различными видами обработки

№ опыта	Вид обработки	Шероховатость внутренней поверхности готовой детали, H , мкм	Разностенность в месте разрушения, ΔS , мм	Степень деформации при ТМО ВО, λ , %	Диаметр отверстия до деформации, $d^{+0,2}$, мм	Долговечность $N \cdot 10^{-3}$, циклов
1	ТМО на длинной оправке	1,9–2,2	0,30	26,4	11	421
2	ТМО на короткой оправке	0,4–0,7	0,15	26,4	11	306
3	Рассверливание отверстия до ТМО + 1	4,2–4,6	0,30	16,9	13	335
4	Рассверливание отверстия до ТМО + 2	3,3–3,8	0,25	22,0	12	531
5	3 + зачистка отверстия абразивом после ТМО	1,6–1,8	0,35	22,0	12	24731
6	4 + зачистка отверстия абразивом после ТМО	0,6–0,8	0,15	16,9	13	≥ 3000

усталостную прочность материала, однако эффективность влияния абразивной обработки отверстия на долговечность полых деталей, работающих в условиях асимметричного знакопостоянного изгибного нагружения, еще недостаточно изучена. Так, дополнительная пескоструйная обработка труб размером 57Ч13 мм в течение 3 мин (после расточки) позволила уменьшить глубину дефектов до 0,1 мм. Положительное влияние пескоструйной (гидроабразивной) обработки [11] объясняется, главным образом, значительным дополнительным упрочнением внутреннего слоя металла глубиной до 0,07 мм, что препятствует складкообразованию.

Результаты проведенных исследований позволяют качественно оценить влияние рассмотренных факторов (H , ΔS , λ) на долговечность детали. На рис. 3 представлены графики зависимости $N = f(H, \Delta S, \lambda)$ для каждого аргумента.

Формула $N = f(H, \Delta S, \lambda)$ позволяет производить расчеты необходимой точности поставляемых заготовок (по величине ΔS), шероховатости поверхности (выбор способа механической обработки) и оптимальной степени деформации (при $\lambda = 30$ % получается наиболее благоприятное сочетание механических свойств материала детали) для обеспечения заданного уровня долговечности изделия.

В свою очередь, степень деформации λ в модели $N = f(H, \Delta S, \lambda)$ определяется разбросом величины диаметра отверстия заготовки под ТМО ВО. Поэтому из зависимости $N = f(\lambda)$ можно получить допуск на размер d с заранее заданной величиной N (рис. 4.)

Таким образом, решение модели $N = f(H, \Delta S, \lambda)$ дает возможность получения данных (допуски на величины ΔS , d , H) для разработки технических условий поставки толстостенных полых заготовок под ТМО ВО для обеспечения заданной долговечности изделий.

Так, например, при рассмотрении частного случая определения допуска на разностенность задаются требуемой величиной $N = 3 \cdot 10^6$ циклов. По оптимальной величине $\lambda = 30$ % и шероховатости поверхности, получаемой после зачистки отверстия абразивом после ТМО и предварительного рассверливания ($H = 1,0$ ч 1,8 мкм), путем подстановки фиксированных величин в формулу для N следует, что величина разностенности ΔS получаемых в металлургическом цикле трубных заготовок не должна превышать 1,4 мм.

Известно, что эксплуатационные показатели зависят не только от геометрических характеристик поверхностей, но и от физико-меха-

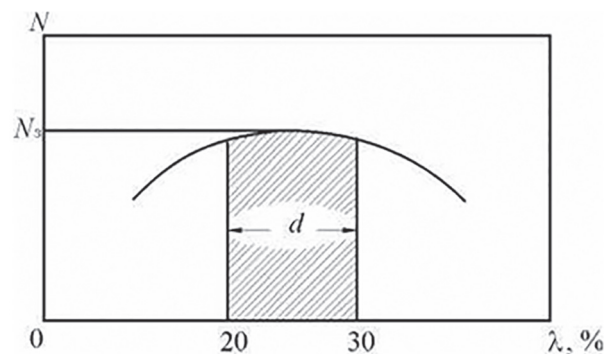


Рис. 4. Величина разброса степени деформации λ (зависит от величины поля отклонений внутреннего диаметра трубы d), определяющая заданную величину долговечности N_3

нических свойств металла. Существует много методов, позволяющих эффективно управлять указанными характеристиками: термическая обработка, ТМО, высокотемпературная термомеханическая обработка (ВТМ), поверхностное пластическое деформирование (ППД), электрохимическая обработка, наплавка и напыление покрытий и т.д. [7].

Таким образом, многие характеристики качества поверхности, влияющие на эксплуатационные свойства, зависят от технологического метода и условий изготовления деталей. Определив, что каждому технологическому методу обработки соответствуют достижимые количественные и качественные характеристики (высота неровностей, шаг, размеры закругления вершин, направление неровностей, степень и глубина наклепа и т.д.), становится возможным технологическое управление качеством и эксплуатационными свойствами деталей. Исходя, например, из заданной величины износостойкости или усталостной прочности, можно определить условия изготовления – метод, режимы и др. [8–9]. Для ряда технологических процессов установлены зависимости, связывающие условия обработки с качеством поверхности. Они обобщают экспериментальные и теоретические исследования и позволяют назначать режимы обработки, обеспечивающие с учетом технологической наследственности заданные параметры качества – высоту и форму неровностей, опорную площадь и т.д. Это позволяет контроль отдельных параметров качества поверхности заменить контролем условий обработки: степени деформации, подачи, скорости резания, жесткости технологической системы. Таким образом, усиливается контроль за режимами и параметрами технологического процесса, соблюдением технологической дисциплины [7].

Вместе с тем, оптимизация процессов обработки деталей с учетом изложенных результатов теоретических и экспериментальных исследований позволяет повысить их эффективность. Учитывая, что при этом приходится иметь дело с многофакторными зависимостями, целесообразно автоматизировать их решение: для ряда технологических процессов разработаны алгоритмы и программы для вычислительной техники [8–9], успешно используемые как при автоматизации проектирования технологических процессов, так и при автоматизации самого производства.

Заключение

Разработана методика прогнозирования долговечности деталей типа полый цилиндр, работающих в условиях асимметричного знакопостоянного изгибного нагружения. В основу метода положено задание величины показателей качества деталей, которые и определяют впоследствии окончательную величину долговечности. Рассмотрены вопросы повышения долговечности при разработке технологий упрочнения ответственных деталей изделий сельскохозяйственного машиностроения.

Литература

1. Школьник Л.М., Коваленко Ю.Е., Мартынов Н.И., Усова Л.А. Полые оси и валы. М.: Машиностроение, 1968. 183 с.
2. Дементьев В.Б., Засыпкин А.Д. Влияние остаточных напряжений на точность полых пальцев траков гусеницы при ВТМО с деформацией винтовым обжатием // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 12. С. 52–54.
3. Дементьев В.Б., Засыпкин А.Д. Конверсионная технология изготовления пальцев гусеницы // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 11. С. 48–51.
4. Дальский А.М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 223 с.
5. Засыпкин А.Д., Дементьев В.Б., Стерхов М.Ю., Чуркин А.В. Шероховатость внутренней поверхности полых пальцев и их долговечность при асимметричном знакопостоянном изгибе // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 11. С. 46–48.
6. Дементьев В.Б., Шаврин О.И., Маслов Л.Н., Засыпкин А.Д. Качество пальцев траков – основа надежности и долговечности гусеницы. Ижевск: ИПМ УрО РАН, 2009. 224 с.
7. Дементьев В.Б., Засыпкин А.Д. Теория и практика обработки глубоких отверстий в горячекатаной трубной заготовке. Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2014. 175 с.
8. Дементьев В.Б., Засыпкин А.Д. Системный анализ процесса высокотемпературной термомеханической обработки заготовок полых пальцев гусеничной ленты // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 11. 2015. С. 30–34.
9. Дементьев В.Б., Засыпкин А.Д. Определение критериев оптимальности при разработке упрочняющих технологий // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 12. С. 29–33.
10. Нестеренко И.М. Повышение усталостной прочности стали после гидроабразивной обработки.

М.: Ред. Журнала «Хим. и нефт. машиностр.», 1988. 5 с.

11. Дементьев В.Б., Засыпкин А.Д., Трухачев А.В. Устройство для гидроабразивной обработки внутренних поверхностей труб. А.с. 1569208 (СССР). Опубликовано 07.06.90. Бюл. У 21 (71).

References

1. Shkol'nik L.M., Kovalenko Yu.E., Martynov N.I., Usova L.A. Polye osi i valy [Hollow axis and shafts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1968. 183 p.
2. Dement'ev V.B., Zasyppkin A.D. Effect of residual stresses on the accuracy of the hollow fingers of the caterpillar tracks under high-temperature thermomechanical processing with deformation by screw compression. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2012. No 12, pp. 52–54.
3. Dement'ev V.B., Zasyppkin A.D. Conversion technology of manufacturing of caterpillars. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2013. No 11, pp. 48–51.
4. Dal'skiy A.M. Tekhnologicheskoe obespechenie nadezhnosti vysokotochnykh detaley mashin [Technological support of reliability of high-precision machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 223 p.
5. Zasyppkin A.D., Dement'ev V.B., Sterkhov M.Yu., Churkin A.V. Roughness of the inner surface of the hollow fingers and their durability with asymmetric sign-constant bending. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2011. No 11, pp. 46–48.
6. Dement'ev V.B., Shavrin O.I., Maslov L.N., Zasyppkin A.D. Kachestvo pal'tsev trakov – osnova nadezhnosti i dolgovechnosti gusenitsy [The quality of the fingers of the tracks is the basis for the reliability and durability of the track]. Izhevsk: IPM UrO RAN Publ., 2009. 224 p.
7. Dement'ev V.B., Zasyppkin A.D. Teoriya i praktika obrabotki glubokikh otverstiy v goryachekatanoy trubnoy zagotovke [Theory and practice of deep hole processing in hot-rolled pipe billet]. Perm': Izd-vo Perm. nats. issled. politekhn. un-ta Publ., 2014. 175 p.
8. Dement'ev V.B., Zasyppkin A.D. System analysis of the process of high-temperature thermomechanical processing of blanks of caterpillar tapes. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015. No 11, pp. 30–34.
9. Dement'ev V.B., Zasyppkin A.D. Determination of optimality criteria in the development of strengthening technologies. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015. No 12, pp. 29–33.
10. Nesterenko I.M. Povyshenie ustalostnoy prochnosti stali posle gidroabrazivnoy obrabotki [Increased fatigue strength of steel after hydroabrasive treatment]. Moscow: Red. Zhurnala «Khim. i nef. mashinostr.» Publ., 1988. 5 p.
11. Dement'ev V.B., Zasyppkin A.D., Trukhachev A.V. Ustroystvo dlya gidroabrazivnoy obrabotki vnutrennikh poverkhnostey trub [A device for hydroabrasive treatment of internal surfaces of pipes]. A.s. 1569208 (SSSR). Opublikovano 07.06.90. Byul. U 21 (71).