



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Каминский В.Н.

Издаётся с февраля 1930 г.

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

Лепёшкин А.В.

2•2019

Выходит 6 раз в год

ISSN 0321-4443

DOI: 10.31992/0321-4443-2019-2

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксеневич 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 издательства:

115280, Москва, Автозаводская, 16
Тел. (495) 276-33-67
E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru
Сайт: www.mospolytech.ru

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ОБОРУДОВАНИЕ**Лиханов В.А., Лопатин О.П.**Тепловыделение в тракторных дизелях,
работающих на биотопливе

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Дьяков А.С., Новиков В.В., Поздеев А.В.Основные направления развития
отечественного снегоходостроения**Бартенев И.М., Лысич М.Н.**Общая концепция блочно-модульного построения
лесных почвообрабатывающих орудий

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

Пархоменко Г.Г.Исследование крошения почвы
при использовании новых рабочих органов**Делягин В.Н., Добролюбов И.П.**Компьютерное моделирование механической системы
«двигатель – рабочая машина»**Маслов Г.Г., Евглевский Р.О., Цыбулевский В.В.**Оптимизация параметров и режимов работы
спирально-винтового катка**Сибирев А.В., Аксенов А.Г.**Обоснование конструктивных и технологических параметров
спирального вальца катка-ложеобразователя машины
для уборки лука**Копотилов В.И.**

Тормозная сила гусеничной машины

**Партко С.А., Грошев Л.М., Сиротенко А.Н.,
Войнаш С.А.**Особенности спектров нагрузок на агрегаты
мобильных машин АПК в полевых условиях
при запаздывании внешних воздействий

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

**Потапов В.И., Гайсин Э.М., Галиуллин Р.Р.,
Рожков А.С.**Регулирование режимов работы тракторных дизелей
пропуском подач топлива**Пашченко В.Ф., Сыромятников Ю.Н.**Транспортирующая способность ротора
почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины**Мяленко В.И.**Влияние угла рыхления рабочего органа земледельческого
орудия на интенсивность разрушения почвенных агрегатовЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ
И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА**Латышенок М.Б., Шемякин А.В., Терентьев В.В.,****Андреев К.П., Макаров В.А., Журавлева О.И.**Определение парка структуры полуприцепных и прицепных
машин для внесения твердых минеральных удобренийENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES
AND EQUIPMENT**Lihanov V.A., Lopatin O.P.**

Heat generation in biofuel tractor diesel engines

3

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

D'yakov A.S., Novikov V.V., Pozdeev A.V.The main directions of development
of domestic snowmobiles

10

Bartenev I.M., Lysych M.N.The general concept of block-modular construction
of forest tillage tools

18

THEORY, DESIGN, TESTING

Parhomenko G.G.The study of soil crumbling when using
new working bodies

27

Delyagin V.N., Dobrolyubov I.P.Computer simulation of the «engine – working machine»
mechanical system

35

Maslov G.G., Evglevskij R.O., Cybulevskij V.V.Optimization of parameters and modes
of operation of the spiral-screw roller

41

Sibiriov A.V., Aksenov A.G.Substantiation of the design and technological
parameters of the spiral roller for the onion
harvesting machine

45

Kopotilov V.I.

Brake force of tracked vehicles

51

**Partko S.A., Groshev L.M., Sirotenko A.N.,
Vojnash S.A.**Features of the spectra of loads on the units
of mobile agricultural machines in the field when delay
in external influences

56

QUALITY, RELIABILITY

**Potapov V.I., Gajsin EH.M., Galiullin R.R.,
Rozhkov A.S.**Regulation of tractor diesel engine operation modes
by missing fuel distribution

61

Pashchenko V.F., Syromyatnikov Yu.N.The transporting ability of the rotor of the soil-cultivating
loosening and separating vehicle

67

Myalenko V.I.The influence of the angle of loosening
of the working body of an agricultural instrument
on the intensity of destruction of soil aggregates

75

ECONOMICS, ORGANIZATION
AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING**Latyshenok M.B., SHemyakin A.V., Terent'ev V.V.,****Andreev K.P., Makarov V.A., Zhuravleva O.I.**Determination of the structure park of semitrailed
and trailed machines for applying solid mineral fertilizers

80

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.

ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ В ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЯХ, РАБОТАЮЩИХ НА БИОТОПЛИВЕ

HEAT GENERATION IN BIOFUEL TRACTOR DIESEL ENGINES

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

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

V.A. LIHANOV, DSc in Engineering
O.P. LOPATIN, PhD in Engineering

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

В то время как для сохранения природных ресурсов применяются законодательные ограничения в отношении использования ископаемых видов топлива, все большее внимание привлекают в качестве перспективных альтернативных устойчивых источников энергии для тракторов и сельхозмашин смесевые спиртовые топлива, растительные масла и их эфиры. В работе обоснована необходимость применения биотоплива в тракторных дизелях. Показано, что выбор для дизеля альтернативного биотоплива, имеющего перспективу, должен проводиться в соответствии с конструктивными особенностями двигателя и в ходе первичных его испытаний. В работе исследованы такие экологичные источники энергии, как метанол, этанол и метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ). Метанол, этанол и МЭРМ потенциально приводят к некоторым решениям экологических проблем, так как для их производства существуют достаточно обильные ресурсы и эти источники энергии характеризуются относительно низкими выбросами вредных веществ при горении. Рассмотрены пути производства биоэтанола из различных сырьевых материалов и процесс метанолиза рапсового масла. Показано, что сельскохозяйственные предприятия, потребляющие в качестве топлива главным образом нефтепродукты, в настоящее время вполне способны производить, хотя бы для своих тракторов, экологически чистое возобновляемое биотопливо. Проведены экспериментальные исследования тракторных дизелей на биотопливах следующих составов: спирто-топливная эмульсия (СТЭ, спирт (метанол, этанол) – 25 %, моюще-диспергирующая присадка сукцинимид C-5A – 0,5 %, вода – 7,0 %, дизельное топливо – 67,5 %); метанол (88,0 %) и МЭРМ (12,0 %). На основании проведенных исследований показателей тепловыделения тракторных дизелей, работающих на биотопливе, установлены зависимости влияния их режимов работы на характеристики тепло-выделения и определены их числовые значения.

Ключевые слова: дизель, биотопливо, этанол, метанол, эмульсия, метиловый эфир, рапсовое масло, тепло-выделение.

While legal restrictions on the use of fossil fuels are being applied to conserve natural resources, mixed spirit fuels, vegetable oils and their esters are attracting increasing attention as promising alternative sustainable energy sources for tractors and agricultural machinery. The paper substantiates the need for the use of biofuels in tractor diesel engines. It is shown that the choice for diesel alternative biofuel with a perspective should be carried out in accordance with the design features of the engine and during its primary tests. In the paper we investigate such environmentally friendly energy sources such as methanol, ethanol and methyl ester of rapeseed oil (MERO). Methanol, ethanol and MERO have the potential to lead to some solutions to environmental problems, as there are abundant resources for their production and these sources of energy are characterized by relatively low emissions of harmful substances during combustion. The ways of bioethanol production from various raw materials and the process of rapeseed oil methanolysis are considered. It is shown that agricultural enterprises that consume mainly petroleum products as fuel are now quite capable of producing at least environmentally friendly renewable biofuels for their tractors. Experimental studies of tractor diesel engines on biofuels of the following compositions were carried out: alcohol-fuel emulsion (AFE, alcohol (methanol, ethanol) – 25 %, detergent-dispersing additive succinimide C-5A – 0,5 %, water – 7,0 %, diesel fuel – 67,5 %); methanol (88,0 %) and MERO (12,0 %). Based on the studies of the thermal performance of tractor diesel engines running on biofuel, the nature of the influence of their work on the characteristics of heat dissipation and defined their numeric values.

Keywords: diesel, biofuel, ethanol, methanol, emulsion, methyl ether, rapeseed oil, heat dissipation.

Введение

В то время как для сохранения природных ресурсов применяются законодательные ограничения в отношении использования ископаемых видов топлива, все большее внимание привлекают в качестве перспективных альтернативных устойчивых источников энергии для тракторов и сельхозмашин смесевые спиртовые топлива, растительные масла и их эфиры [1].

Метанол (CH_3OH) рассматривается как один из оптимальных видов топлива для двигателей внутреннего сгорания (ДВС), а этанол ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$) считается одним из важнейших компонентов биотоплива и перспективным альтернативным топливом в ДВС. Поскольку цены на нефть растут вместе с накоплением выбросов парниковых газов и жесткими законодательными нормами в области охраны окружающей среды, то для решения этих проблем необходимо использовать новые возобновляемые и экологически чистые виды топлива. Использование метанола и этанола потенциально может привести к некоторым решениям этих проблем, так как для их производства существуют достаточно обильные ресурсы и эти спирты характеризуются относительно низкими выбросами вредных веществ при горении [2].

В настоящее время существует достаточно способов получения спиртов в качестве альтернативного топлива из различных исходных

материалов (биомасса, природный газ, коксовый газ, углекислый газ и др.). Этанол в основном производится путем ферментации из двух исходных материалов, которые представляют собой сырье на основе крахмала, включая кукурузу, зерна ячменя, зернового сорго, сахарное сырье, фрукты, сахарный тростник, цитрусовую патоку, тростниковый сорго, сахарную свеклу. Кроме того, существуют способы для производства этанола из целлюлозных материалов, таких как древесные или бумажные отходы. Помимо этих исходных материалов этанол получают путем гидратации этилена [3].

Этанол может быть получен путем прямой ферментации сахаров с дрожжами, из лигноцеллюлозных материалов и каталитической гидратации этилена (рис. 1).

Процессы, необходимые для производства биоэтанола из различных сырьевых материалов, приведены в таблице 1.

Метанол – самый простой спирт и известен как древесный спирт. Древесные спирты приобрели свое название из-за способа получения путем пиролиза древесины. В настоящее время метанол широко используется в качестве товарного химиката. Он непосредственно используется и представляет собой сырье для производства многих спиртов, жидкого топлива, химикатов и пластмасс, но в основном используется при

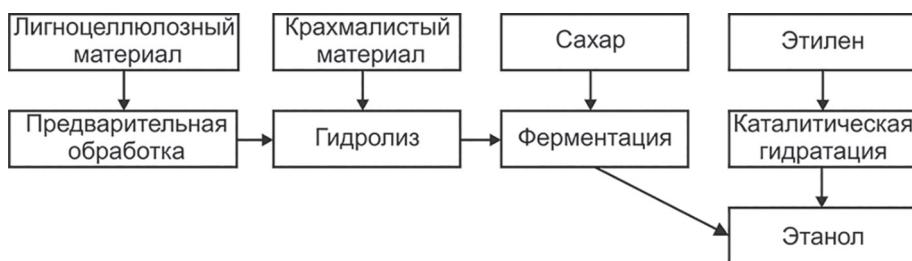


Рис. 1. Способы получения этанола

Таблица 1

Пути производства биоэтанола из различных сырьевых материалов

Сырье	Обработка
Дерево	Кислотный гидролиз + ферментация
Дерево	Ферментативный гидролиз + ферментация
Солома	Кислотный гидролиз + ферментация
Солома	Ферментативный гидролиз + ферментация
пшеница	Солодка + ферментация
Карамельная тросточка	Ферментация
Сахарная свекла	Ферментация
Зерно кукурузы	Ферментация
Кукурузный стебель	Кислотный гидролиз + ферментация
Сладкий сорго	Ферментация

производстве других химических веществ. Метanol можно получать из возобновляемых и невозобновляемых ископаемых видов топлива, включая природный газ, уголь, биомассу, углекислый газ, находящийся в атмосфере либо в промышленных источниках, таких как дымовые газы, выделяемые на промышленных предприятиях в результате сжигания ископаемых видов топлива. Благодаря основному источнику углеродных атомов в своей структуре – углероду – помимо этих методов метанол также может быть получен и из отходов. Эффективность синтеза метанола из различных материалов отличается, но наиболее доступным поставщиком углекислого газа для синтеза метанола является природный газ. При этом эффективность его синтеза составляет более 70 % [4, 5].

Самая большая разница между дизельным топливом и такими спиртами, как метанол и этанол, – это уровень кислорода. Дизельное топливо не имеет атомов кислорода, тогда как метанол имеет 10 %, а этанол – 50 % содержания кислорода по массе. Поэтому для снижения токсичности отработавших газов метанол и этанол могут применяться в тракторных дизелях без каких-либо изменений в смесях биотоплива с дизельным топливом [4].

Из всех существующих альтернативных видов топлива достаточно перспективными являются биотоплива и их смеси с дизельным топливом в разных пропорциях (растительно-минеральные смеси). Сельскохозяйственные предприятия, потребляющие в качестве топлива главным образом нефтепродукты, в настоящее время вполне способны производить хотя

бы для своих тракторов экологически чистое возобновляемое биотопливо [5].

Растительное масло любого вида – это смесь триглицеридов, т.е. эфиров, соединенных с молекулой глицерина. Глицерин, в свою очередь, придает вязкость и плотность растительному маслу. Таким образом, основной задачей при получении биотоплива является удаление глицерина путем замещения его на спирт. На данный момент альтернативные виды топлива из рапсового масла находят применение в натуральном виде, в виде метилового и диметилового эфиров рапсового масла [6].

На рис. 2 представлен процесс метанолиза рапсового масла. Процесс производства МЭРМ из масла заключается в предварительном очищении рапсового масла с последующим добавлением метилового спирта. Катализатором для данной реакции служит щелочь. Далее смесь нагревают до 50 °C, отстаивают и охлаждают. Жидкость расслаивается на две фракции – легкую и тяжелую. Легкая представляет собой метиловый эфир (биотопливо), а тяжелая – глицерин [7].

Разумеется, выбор для тракторного дизеля альтернативного биотоплива, имеющего перспективу, будь то топливо на основе спирта, эфира или растительного масла, либо какого-то иного нового топлива, должен проводиться в соответствии с конструктивными особенностями двигателя и в ходе первичных его испытаний.

Цель исследования

Анализ зависимости показателей тепловыделения тракторных дизелей, работающих на биотопливе, от их режимов работы.

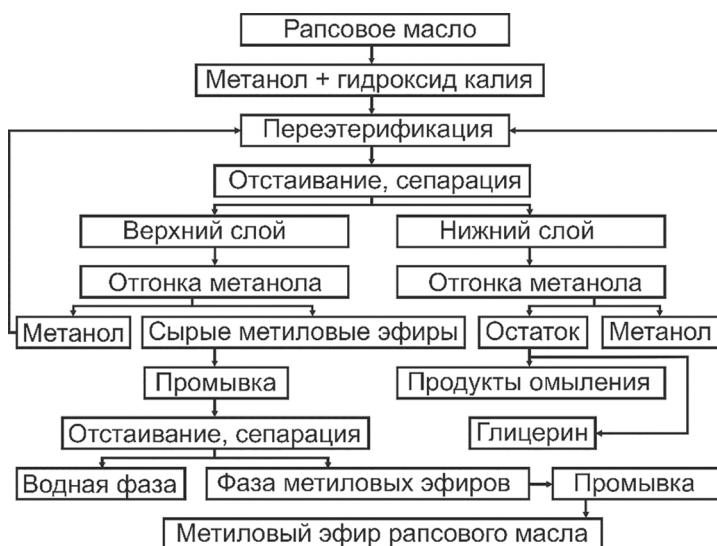


Рис. 2. Процесс метанолиза рапсового масла [7]

Методы и средства проведения исследований

В Вятской государственной сельскохозяйственной академии на базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проведены экспериментальные исследования тракторных дизелей на биотопливах следующих составов: СТЭ (спирт (метанол, этанол) – 25 %, моюще-диспергирующая присадка сукцинид С-5А – 0,5 %, вода – 7,0 %, дизельное топливо – 67,5 %); метанол (88,0 %) и МЭРМ (12,0 %) [8, 9].

На рис. 3 и 4 представлена динамика теплоизделия тракторных дизелей, работающих на биотопливе, в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала (ПКВ).

В подрисуночных подписях приняты следующие условные обозначения:

$\Theta_{\text{впр}}$ – угол опережения впрыскивания топлива, град;

n – частота вращения коленчатого вала дизеля, мин⁻¹;

p_e – среднее эффективное давление, МПа.

Результаты исследований и их обсуждение

Исследования дизеля на метаноло-топливной эмульсии (МТЭ) показывают (рис. 3), что максимальная температура цикла (T_{\max}) составляет 2430 К при угле ПКВ $\phi = 14,0^\circ$ после ВМТ. В момент же открытия выпускного клапана температура составляет 1000 К, что ниже

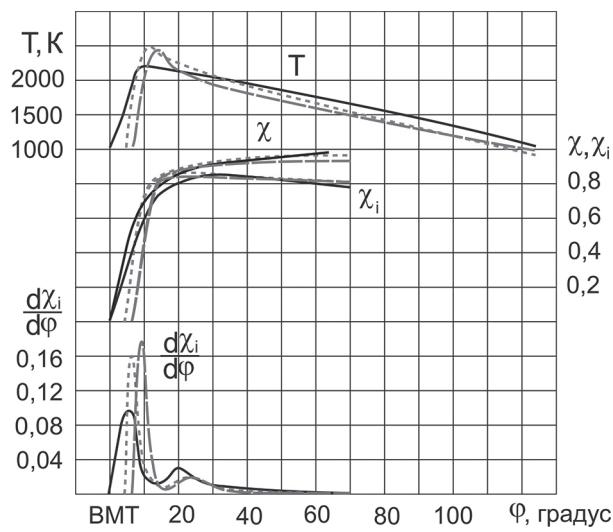


Рис. 3. Характеристики тепловыделения тракторного дизеля 4Ч11,0/12,5 в зависимости от изменения угла ПКВ ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$):

— дизельное топливо; - - - ЭТЭ;
— МТЭ

в 2,4 раза величины T_{\max} . Исследования дизеля на этаноло-топливной эмульсии (ЭТЭ) характеризуются величиной T_{\max} , составляющей 2510 К при угле ПКВ $\phi = 12,0^\circ$ после ВМТ. В момент же открытия выпускного клапана температура равняется 900 К, что ниже в 2,8 раза ее максимального значения.

Применение СТЭ приводит к увеличению скорости активного тепловыделения ($d\chi/d\phi$) и сдвигает максимум скорости вправо от ВМТ. Так, у дизеля, работающего на МТЭ, максимальная величина $d\chi/d\phi$ составляет 0,180 при угле ПКВ $\phi = 9,0^\circ$ после ВМТ, что на 89,5 % выше дизельного процесса. Максимальное значение скорости активного тепловыделения при работе дизеля на ЭТЭ составляет 0,160 при угле ПКВ $\phi = 6,5^\circ$ после ВМТ, что на 68,4 % выше дизельного процесса. Также необходимо отметить, что наличие второго максимума на кривых скорости активного выделения тепла $d\chi/d\phi$, как по дизельному процессу, так и на СТЭ, характеризуется величиной дополнительной турбулизации топливово-воздушной смеси в камере сгорания дизеля, возникающей вследствие засасывания рабочего заряда из камеры сгорания в надпоршневое пространство в процессе расширения.

Из графиков (рис. 4) видно, что в результате применения метанола и МЭРМ несколько изменяется характер кривой скорости тепло-

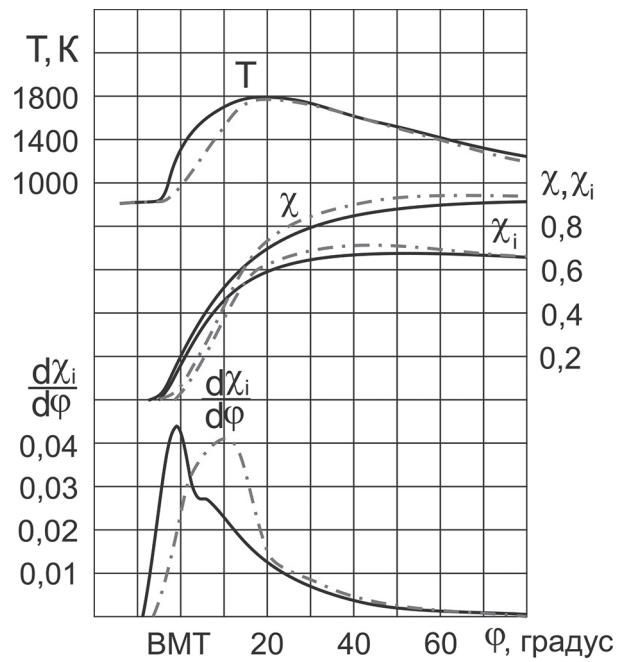


Рис. 4. Характеристики тепловыделения тракторного дизеля 2Ч10,5/12,0 в зависимости от изменения угла ПКВ ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$):

— дизельное топливо ($\Theta_{\text{впр}} = 30^\circ$);
- - - - метанол и МЭРМ ($\Theta_{\text{впр}} = 34^\circ$)

выделения и осредненной температуры газов в цилиндре, следовательно можно говорить об изменении показателей процесса. Рассматривая особенности процесса тепловыделения в дизеле при работе на метаноле и МЭРМ, можно заметить характерное смещение максимума скорости тепловыделения вправо от ВМТ, что говорит об активизации тепловыделения во второй фазе процесса сгорания. Так, на номинальном режиме пик скорости тепловыделения при работе на дизельном топливе достигается за $1,0^\circ$ до ВМТ, а на метаноле и МЭРМ смещается вправо и достигается уже при угле, равном 10° после ВМТ. Также наблюдается некоторое снижение максимума скорости тепловыделения с 0,044 при работе на дизельном топливе до 0,041 при работе на метаноле с МЭРМ.

Представленные кривые тепловыделения наглядно доказывают, что применение метанола и МЭРМ не приводит к ухудшению полностью сгорания, поскольку максимальное значение полного тепловыделения (χ) соответствует значениям дизельного процесса, а максимальная величина активного тепловыделения (χ_i) при работе на метаноле и МЭРМ их превышает.

На рис. 5 и 6 представлены характеристики тепловыделения тракторных дизелей, работающих на биотопливе, на различных нагрузочных режимах.

Применение СТЭ (рис. 5) вызывает рост угла, соответствующего максимальной температуре цикла ($\Phi_{T\max}$), но на малых нагрузках этот рост является более значительным. Так,

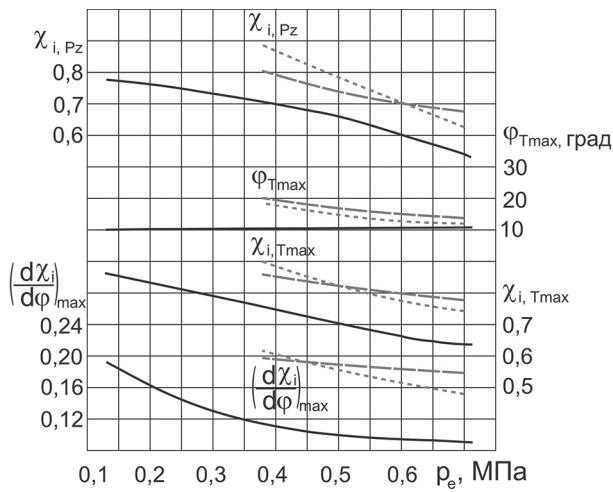


Рис. 5. Характеристики тепловыделения тракторного дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки ($\Theta_{впр} = 23^\circ$, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$):
 — дизельное топливо; - - - ЭТЭ;
 - - - МТЭ

применение ЭТЭ при максимальном значении эффективного давления $p_c = 0,70 \text{ МПа}$ приводит к значению $\Phi_{T\max} = 12,5^\circ$ ПКВ после ВМТ, а при снижении нагрузки до $p_c = 0,38 \text{ МПа}$ $\Phi_{T\max}$ повышается уже до $20,0^\circ$ ПКВ после ВМТ, что, в свою очередь, выше дизельного процесса в пределах от 19,1 % до 2,0 раз, соответственно, в этом же диапазоне изменения нагрузки.

В результате применения СТЭ с увеличением нагрузки происходит снижение максимальных значений скорости активного тепловыделения $(d\chi_i/d\phi)_{\max}$, активного тепловыделения при максимальном давлении ($\chi_{i, Pz}$), и активного тепловыделения при максимальной температуре ($\chi_{i, T\max}$). Так, например, при $p_c = 0,38 \text{ МПа}$ при работе на ЭТЭ значение $(d\chi_i/d\phi)_{\max}$ составляет 0,208, что на 85,7 % выше дизельного процесса.

Исходя из полученных кривых (рис. 6), можно отметить, что при работе на метаноле и МЭРМ величина $(d\chi_i/d\phi)_{\max}$ при малых и средних нагрузках существенно ниже дизельного процесса, а с увеличением нагрузки до максимальной – стремительно возрастает, превышая значения дизельного процесса. Так, при работе на метаноле и МЭРМ при минимальной нагрузке $(d\chi_i/d\phi)_{\max} = 0,03$, что на 45,5 % ниже дизельного процесса, при $p_c = 0,59 \text{ МПа}$ величина $(d\chi_i/d\phi)_{\max}$ возрастает до 0,049, что уже выше дизельного процесса на 8,9 %. Похожим образом ведут себя и кривые $\chi_{i, Pz\max}$. Причиной являются соответствующие значения угла $\Phi_{T\max}$, что

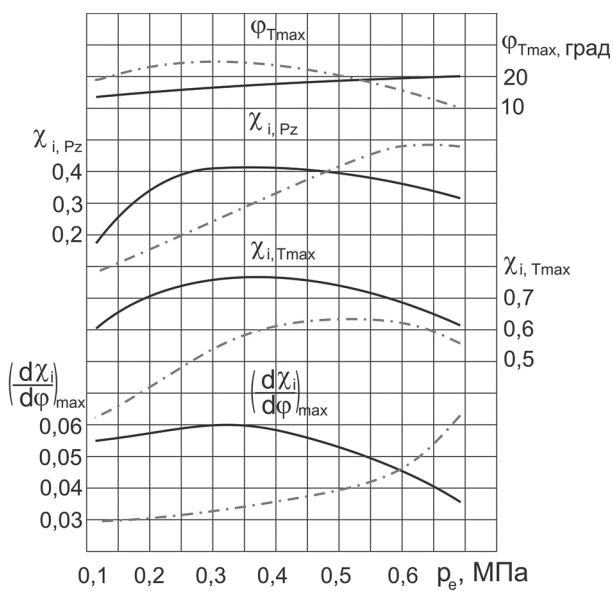


Рис. 6. Характеристики тепловыделения тракторного дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения нагрузки ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$):
 — дизельное топливо ($\Theta_{впр} = 30^\circ$);
 - - - метанол и МЭРМ ($\Theta_{впр} = 34^\circ$)

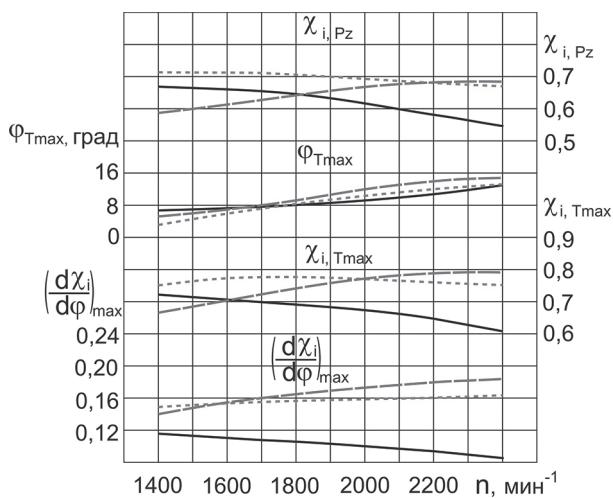


Рис. 7. Характеристики тепловыделения тракторного дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$):
 — дизельное топливо; - - - - ЭТЭ;
 — МТЭ

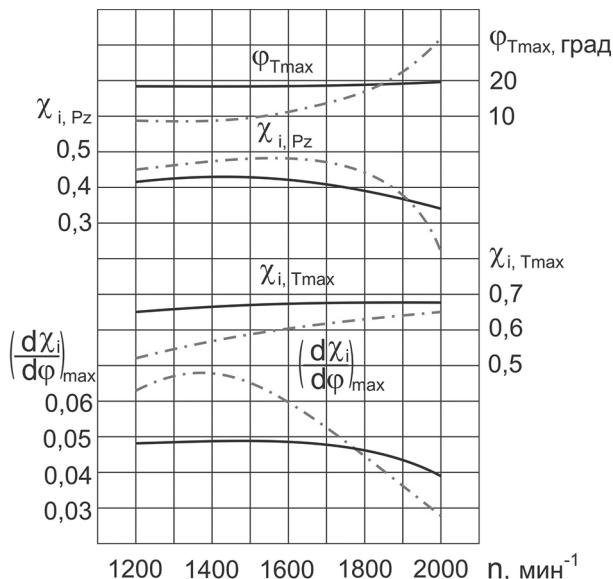


Рис. 8. Характеристики тепловыделения тракторного дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения частоты вращения:
 — дизельное топливо ($\Theta_{\text{впр}} = 30^\circ$);
 - - - - метанол и МЭРМ ($\Theta_{\text{впр}} = 34^\circ$)

приводит к некоторому смещению процесса сгорания при работе на метаноле и МЭРМ на линию расширения.

На рис. 7 и 8 представлены характеристики тепловыделения тракторных дизелей, работающих на биотопливе, на различных скоростных режимах работы.

Анализируя рис. 7, следует отметить, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала растут значения угла при максимальной температуре цикла $\Phi_{T\max}$ как при дизельном процессе, так и при работе на СТЭ. Однако применение СТЭ вызывает отличительный от дизельного процесса характер протекания кривых скорости активного тепловыделения $(d\chi_i/d\varphi)_{\max}$. Это обусловлено низкими значениями цетанового числа применяемых спиртов, что естественно увеличивает ПЗВ. Но необходимо отметить, что в то же время этанол и метанол обладают высокими октановыми числами, что не может не скажаться на скорости горения и тепловыделения.

Рассматривая представленные на рис. 8 графики тепловыделения, необходимо отметить, что при работе двигателя на метаноле и МЭРМ на малых и средних скоростных режимах происходит увеличение максимальной скорости тепловыделения по отношению к дизельному процессу. При этом величина $(d\chi_i/d\varphi)_{\max}$ достигает 0,069 ($n = 1400$ мин $^{-1}$). Однако с ростом частоты вращения коленчатого вала отводится меньше времени на смесеобразование, что снижает скорость сгорания, и величина $(d\chi_i/d\varphi)_{\max}$ уже составляет 0,03 ($n = 2000$ мин $^{-1}$), что уже несколько ниже дизельного процесса.

Выходы

На основании проведенных исследований показателей тепловыделения тракторных дизелей, работающих на биотопливе, установлены зависимости влияния их режимов работы на характеристики тепловыделения и определены их числовые значения, приведенные в таблицах 2 и 3.

Таблица 2

Результаты исследований характеристик тепловыделения тракторного дизеля 4Ч 11,0/12,5 ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$, $n = 2200$ мин $^{-1}$, $p_e = 0,64$ МПа)

Топливо	Показатели			
	$\chi_{i,Pz}$	$\chi_{i,T\max}$	$(d\chi_i/d\varphi)_{\max}$	$\Phi_{T\max}$, градус
Дизельное	0,58	0,64	0,095	10,5
МТЭ	0,69 (увеличение на 19,0 %)	0,79 (увеличение на 23,4 %)	0,180 (увеличение на 89,5 %)	14,0 (увеличение на 3,3 %)
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 %)

Таблица 3

Результаты исследований характеристик тепловыделения тракторного дизеля 2Ч 10,5/12,0
 $(\Theta_{\text{впр}} = 34^\circ, n = 1800 \text{ мин}^{-1}, p_e = 0,59 \text{ МПа})$

Топливо	Показатели			
	$\chi_{i, Pz}$	$\chi_{i, T_{\max}}$	$(d\chi_i/d\phi)_{\max}$	$\Phi_{T_{\max}}$, градус
Дизельное	0,38	0,59	0,044	20,0
Метанол и МЭРМ	0,48 (увеличение на 26,3 %)	0,62 (увеличение на 5,1 %)	0,041 (снижение на 6,8 %)	17,5 (снижение на 12,5 %)

Литература

- Rajesh Kumar B., Saravanan S. Use of Higher Alcohol Biofuels in Diesel Engines: a Review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016. Vol. 60. P. 84–115.
- A Semi-detailed chemical Kinetic Mechanism of Acetone-Butanol-Ethanol (ABE) and Diesel blend for Combustion Simulations / S. Zhang, W. Wu, C.-F. Lee [et al.] // SAE International Journal of Engines. 2016. Vol. 9. № 1. P. 631–640.
- Datta A., Mandal B.K. Impact of Alcohol Addition to Diesel on the Performance Combustion and Emissions of a Compression Ignition Engine // Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 98. P. 670–682.
- Experimental Study on Evaporation Characteristics of Ethanol-Diesel blend Fuel Droplet / K. Han, B. Yang, C. Zhao [et al.] // Experimental Thermal and Fluid Science. 2016. Vol. 70. P. 381–388.
- Aydin F., O gut H. Effects of Ethanol-Biodiesel-Diesel Fuel in Single Cylinder Diesel Engine to engine Performance and Emissions // Renewable Energy. 2017. V. 103. P. 688–694.
- Копчиков В.Н., Фоминых А.В. Влияние применения метанола и метилового эфира рапсового масла на содержание оксидов азота в отработавших газах дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения установочных углов // Научно-технический вестник Поволжья. 2015. № 1. С. 107–110.
- Лиханов В.А., Копчиков В.Н., Фоминых А.В. Применение метанола и метилового эфира рапсового масла для работы дизеля 2Ч 10,5/12,0. Киров: Вятская ГСХА, 2017. 226 с.
- Likhonov V.A., Lopatin O.P. Investigation of the speed regime of tractor diesel engine running on natural gas with recirculation // VII International Conference «Modern Technologies for Non-Destructive Testing». IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 457 (2018) 012011. DOI:10.1088/1757-899X/457/1/012011.
- Лиханов В.А., Лопатин О.П. Улучшение экологических показателей дизельных двигателей применением биотоплива // Двигателестроение. 2018. № 4 (274). С. 13–17.

References

- Rajesh Kumar B., Saravanan S. Use of Higher Alcohol Biofuels in Diesel Engines: a Review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016. Vol. 60. P. 84–115.
- A Semi-detailed chemical Kinetic Mechanism of Acetone-Butanol-Ethanol (ABE) and Diesel blend for Combustion Simulations / S. Zhang, W. Wu, C.-F. Lee [et al.] // SAE International Journal of Engines. 2016. Vol. 9. № 1. P. 631–640.
- Datta A., Mandal B.K. Impact of Alcohol Addition to Diesel on the Performance Combustion and Emissions of a Compression Ignition Engine // Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 98. P. 670–682.
- Experimental Study on Evaporation Characteristics of Ethanol-Diesel blend Fuel Droplet / K. Han, B. Yang, C. Zhao [et al.] // Experimental Thermal and Fluid Science. 2016. Vol. 70. P. 381–388.
- Aydin F., O gut H. Effects of Ethanol-Biodiesel-Diesel Fuel in Single Cylinder Diesel Engine to engine Performance and Emissions // Renewable Energy. 2017. V.103. P. 688–694.
- Kopchikov V.N., Fominyh A.V. The effect of the use of methanol and methyl ether of rapeseed oil on the content of nitrogen oxides in the exhaust gases of a diesel engine 2Ch 10,5/12,0 depending on changes in installation angles. Nauchno-tehnicheskij vestnik Povolzh'ya. 2015. No 1, pp. 107–110 (in Russ.).
- Likhonov V.A., Kopchikov V.N., Fominyh A.V. Primeneniye metanola i metilovogo efira rapsovogo masla dlya raboty dizelya 2Ch 10,5/12,0 [The use of methanol and methyl ether of rapeseed oil for operation of diesel engine 2Ch 10,5/12,0]. Kirov: Vyatskaya GSKhA Publ., 2017. 226 p.
- Likhonov V.A., Lopatin O.P. Investigation of the speed regime of tractor diesel engine running on natural gas with recirculation // VII International Conference «Modern Technologies for Non-Destructive Testing». IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 457 (2018) 012011. DOI:10.1088/1757-899X/457/1/012011.
- Lihanov V.A., Lopatin O.P. Improving the environmental performance of diesel engines using biofuels. Dvigatelestroenie. 2018. No 4 (274), pp. 13–17 (in Russ.).

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО СНЕГОХОДОСТРОЕНИЯ

THE MAIN DIRECTIONS OF DEVELOPMENT OF DOMESTIC SNOWMOBILES

А.С. ДЬЯКОВ¹, к.т.н.
В.В. НОВИКОВ², д.т.н.
А.В. ПОЗДЕЕВ², к.т.н.

¹ Московский государственный университет
им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

² Волгоградский государственный технический
университет, Волгоград, Россия, Diakov57@list.ru

А.С. ДЬЯКОВ¹, PhD in Engineering
В.В. НОВИКОВ², DSc in Engineering
А.В. ПОЗДЕЕВ², PhD in Engineering

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

² Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia,
Diakov57@list.ru

В последние годы Россия приступила к активному хозяйственному освоению Арктической зоны, включая добычу углеводородов, а также развитию Северного морского пути. Максимальная протяженность границ России в Арктике составляет почти половину арктического побережья. Из-за отсутствия дорог с твердым покрытием более 10 % населения (15 млн человек) в весенний и осенний периоды остаются отрезанными от транспортных коммуникаций. До настоящего времени 39 тыс. населенных пунктов с общей численностью населения до 2 млн жителей (в том числе 7,5 % общего числа районных центров и 6,7 % центральных усадеб сельскохозяйственных организаций) не имеют связи с транспортной сетью страны по автомобильным дорогам с твердым покрытием. В этой связи снегоходная мототехника занимает вполне определенную нишу среди бездеходных транспортных средств, эксплуатируемых в условиях Крайнего Севера, Арктики и Дальнего Востока, и позволяет успешно решать важные транспортные задачи. Наряду с ценовой доступностью, мобильностью, простотой эксплуатации, ремонтопригодностью, снегоходная мототехника также обладает хорошими показателями удельной грузоподъемности. В настоящее время производство отечественных снегоходов налажено во многих компаниях России.

В статье представлен анализ отечественного снегоходостроения. Проанализированы результаты маркетинговых исследований рынка снегоходов в России. Рассмотрена динамика производства снегоходов ведущих отечественных производителей за 2014–2016 гг. Рассмотрены основные классы отечественных снегоходов, дана их сравнительная оценка. Приведены отличительные конструктивные признаки снегоходов с точки зрения потребительских качеств. Представлены основные направления развития конструкции отечественных снегоходов туристического, утилитарного и детского классов. Предложены пути улучшения их технических характеристик и потребительских свойств. Проанализированы новые модели отечественных снегоходов 2018 г.

Ключевые слова: отечественные снегоходы, «Русская механика», «Веломоторс плюс», компоновочная схема, платформа, двигатель, трансмиссия, гусеничный движитель, рулевое управление, системы подпрессоривания, отопления и освещения.

In recent years, Russia has begun an active economic development of the Arctic zone, including the extraction of hydrocarbons, as well as the development of the Northern Sea Route. Russia has a maximum length of borders in the Arctic, which is almost half of the Arctic coast. Due to the lack of paved roads, more than 10 percent of the population (15 million people) remain cut off from transport communications during the spring and autumn periods. So far, 39 thousand settlements with a total population of up to 2 million inhabitants (including 7,5 percent of the total number of district centers and 6,7 percent of the central estates of agricultural organizations) do not have a connection to the country's transport network by road hard coating. In this regard, snowmobile motorcycles occupy a well-defined niche among all-terrain vehicles operated in the Far North, the Arctic and the Far East, and allows to successfully solve important transport problems. Along with affordability, mobility, ease of operation, maintainability, snowmobile vehicles also has good indicators of specific carrying capacity. Currently, the production of domestic snowmobiles is made in many Russian companies. The article presents an analysis of domestic snowmobile engineering. The results of marketing research of the snowmobile market in Russia is analyzed. The dynamics of the production of snowmobiles of leading domestic manufacturers for 2014–2016 was considered. The main classes of domestic snowmobiles are considered, their comparative assessment is given. The distinctive design features of snowmobiles from the point of view of consumer qualities are given. The main directions of development of domestic snowmobiles of the tourist, utilitarian and children's classes are presented. The ways to improve their technical characteristics and consumer properties are proposed. New models of domestic snowmobiles of 2018 are analyzed.

Keywords: Russian snowmobiles, Russian Mechanics, Velomotors Plus, layout scheme, platform, engine, transmission, tracked propulsion, steering, suspension systems, heating and lighting.

Введение

В последние годы Россия приступила к активному хозяйственному освоению Арктической зоны, включая добычу углеводородов, а также развитию Северного морского пути. Максимальная протяженность границ России в Арктике составляет почти половину арктического побережья. Из-за отсутствия дорог с твердым покрытием более 10 % населения (15 млн человек) в весенний и осенний периоды остаются отрезанными от транспортных коммуникаций. До настоящего времени 39 тыс. населенных пунктов с общей численностью населения до 2 млн жителей (в том числе 7,5 % общего числа районных центров и 6,7 % центральных усадеб сельскохозяйственных организаций) не имеют связи с транспортной сетью страны по автомобильным дорогам с твердым покрытием. В этой связи снегоходная мототехника занимает вполне определенную нишу среди вездеходных транспортных средств, эксплуатируемых в условиях Крайнего Севера, Арктики и Дальнего Востока и позволяет успешно решать важные транспортные задачи. Наряду с ценовой доступностью, мобильностью, простотой эксплуатации, ремонтопригодностью, снегоходная мототехника также обладает хорошими показателями удельной грузоподъемности. В настоящее время производство отечественных снегоходов налажено во многих компаниях России.

На основные направления развития отечественного снегоходостроения в значительной степени влияет не только мировой уровень снегоходостроения, но и более чем 100-летний исторический опыт создания таких машин в России, а также потребительский спрос на них в настоящее время [1–8].

В этом смысле очень полезны результаты, полученные маркетинговым агентством DISCOVERY Research Group, завершившим в апреле 2017 г. исследования рынка снегоходов в России [8]. Согласно этим результатам, несмотря на наличие около двух десятков отечественных производителей, реально в России в промышленных масштабах снегоходы производят только две компании: АО «Русская механика» и ООО «Веломоторс плюс».

В 2016 г. эти компании произвели 3,5 тыс. лыжно-гусеничных машин на общую сумму \$26,59 млн, что с учетом импорта зарубежных снегоходов обеспечило 40 % потребностей рынка в России. При этом в 2016 г. объем про-

изводства снегоходов в России показал положительную динамику. Темп прироста составил 6,3 % от натурального и 6,6 % от стоимостного объемов соответственно.

Среди производителей большую долю в стоимостном объеме производства снегоходов в России в 2016 г. заняло АО «Русская механика» – 55 %. Вторым по стоимостному объему производства является ООО «Веломоторс плюс» с долей 45 %.

В 2014–2016 гг. объем импорта снегоходов в Россию значительно сокращался (с 31,9 тыс. шт. в 2014 г. до 5,5 тыс. шт. в 2016 г.). Объем экспорта, напротив, увеличился с 55 до 147 тыс. шт. За счет существенного уменьшения импорта и несущественного увеличения производства в России объем рынка сократился с 35,2 до 8,9 тыс. шт.

Большую часть импорта снегоходов в Россию составляют модели с бензиновым двигателем. В 2016 г. снегоходов этого типа импортировалось 5,5 тыс. шт., что эквивалентно \$36,3 млн. В 2016 г. снегоходы с дизельными двигателями не импортировались. Из России экспортуются только снегоходы с бензиновым двигателем.

Из данного исследования следует, что при резком сокращении импорта спрос на отечественные снегоходы в России и за рубежом постепенно растет, что заставляет ведущие российские компании наращивать свое производство.

Цель исследования

Сравнительный анализ отечественных снегоходов. Рассмотрение основных направлений развития снегоходостроения в России.

Требования к конструкции отечественных снегоходов

Исходя из спроса на зимнюю технику, в России выпускаются снегоходы в основном трех классов: утилитарные, туристические и детские.

Исходя из назначения этих машин, их разработка и совершенствование идет по трем основным направлениям: улучшение технических характеристик, повышение эксплуатационных свойств и улучшение потребительских свойств.

Для утилитарной техники важно, в первую очередь, повышение тяговых возможностей снегоходов. Для этого предпочтение отдается

схеме «одна лыжа – две гусеницы», обеспечивающей к тому же и минимальное давление на поверхность за счет большой опорной площади двух гусениц. Однако данная схема имеет достаточно большой радиус поворота, что не позволяет снегоходу совершать крутые повороты, например, при движении в лесу. Компенсировать данный недостаток возможно, введя тракторную схему поворота путем притормаживания отстающей гусеницы. Однако это, ввиду замкнутого усложнения конструкции, не нашло широкого распространения.

Для туристических и детских снегоходов предпочтительна другая более экономичная схема – «одна гусеница – две лыжи», которая в настоящее время является наиболее перспективной практически для всех типов снегоходов. При этом для обеспечения высокой проходимости по любому снежному покрытию в этой схеме должны применяться длинные гусеницы – шириной не менее 500 или даже 600 мм, что предъявляет дополнительные требования к конструкции опорных тележек гусеничного движителя и гусеничной ленты.

Кроме того, для дальнейшего снижения удельного давления на опорную поверхность необходимо всемерно облегчать снегоход. Для этого применяют более рациональные стальные конструкции и облегченные рамы, в том числе сделанные из алюминиевых сплавов. Возможно также применение прочных пластмасс или других современных материалов, используемых в самолетостроении.

С целью повышения мощности и экономичности моторов вместо 2-тактных применяют 4-тактные двигатели, снабженные либо современными карбюраторами на каждый цилиндр, либо инжекторной системой подачи топлива. Однако это приводит к увеличению его силовой и тепловой нагруженности двигателя, что требует улучшения условий смазки и охлаждения. Для этого вместо смешанной топливно-масляной системы начинают применять раздельную, как в автомобильных двигателях.

Для охлаждения мотора применяют принудительную воздушную систему, которая сочетается с гидравлической системой охлаждения за счет применения дополнительных радиаторов, расположенных в тоннеле снегохода и охлаждаемых летящей из-под гусениц снежной массой.

Трансмиссия снегоходов должна обеспечивать большой крутящий момент при малых оборотах, чтобы не допускать буксования и за-

рывания в снег, например, при трогании с места или работе в качестве тягача, а также при движении задним ходом. В то же время трансмиссия совместно с мотором должны обеспечивать максимальную скорость 100 км/ч и выше. Для этого применяют высокооборотистые моторы и, как правило, вариаторы, дополненные коробками реверса и понижающими редукторами.

Рулевое управление должно обеспечивать задаваемую траекторию движения и небольшие усилия водителя. Для этого возможно установление усилителей в рулевой колонке гидравлического или электрического типов. Для удобства вождения рулевая колонка должна быть регулируемой по углу и вылету, а все рычаги управления – удобными для управления в зимних рукавицах.

Система подпрессоривания передней и задней подвесок должна обеспечивать комфортное движение снегохода по снежной дороге или бездорожью, а также движение задним ходом без зарывания гусеницы в снег. Для движения без пробоев хода подвески должны быть увеличенными и составлять не менее 200 мм. Для обеспечения таких ходов лучше всего применять телескопическую или рычажную переднюю подвеску с мощными газонаполненными гидравлическими амортизаторами. Задняя подвеска должна обеспечивать еще большие хода, поскольку в основном на нее приходится вес водителя, пассажира и перевозимых грузов. Поэтому она, по возможности, должна быть регулируемой. Для движения задним ходом без зарывания гусеницы в снег задняя ее часть выполняется подляемывающейся вверх. Для упрощения и облегчения конструкции движителя она делается катково-склизовой. Однако для возможности длительного движения по льду или укатанной снежной трассе лучше подходит гусеничный движитель только с опорными катками.

Система отопления, кроме рукояток управления, должна обеспечивать подогрев сидений водителя и пассажиров. Переднее освещение должно создавать условия для безопасного вождения в темное время суток.

Для универсальных типов снегоходов большое значение имеет возможность перевоза большого багажа, поэтому заднее сиденье пассажира часто преобразуется в дополнительный грузовой отсек.

Понятно, что большинство этих требований в той или иной мере уже реализуются в

последних и особенно новых моделях снегоходов, которым приходится конкурировать с ведущими мировыми производителями. Поэтому основные направления развития рынка отечественных снегоходов лучше всего видны именно в новых моделях.

Сравнительная оценка снегоходов отечественных производителей

В качестве примера можно рассмотреть снегоходы отечественных производителей, выпущенные в 2018 г.

Компания «Веломоторс» выпустила новый бюджетный снегоход Stels «Мороз», построенный по формуле «одна лыжа – две гусеницы» (рис. 1) [9].



Рис. 1. Снегоход Stels «Мороз» 2018 г.

Модель сочетает в себе передовые конструкторские решения, уже воплощенные в снегоходе «Ермак», имеет оригинальный дизайн и невысокую стоимость. Новинка оборудована усиленной рамой с наклонной передней стенкой тоннеля для обеспечения дополнительного места для ног пилота и увеличения жесткости рамы на кручение и изгиб. Новый 2-тактный 2-цилиндровый рядный двигатель воздушного охлаждения с карбюратором на каждый цилиндр выдает мощность 49 л.с.

На снегоход установлены современная программируемая система зажигания, вентилятор охлаждения без приводного ремня (осевой привод), рулевое управление с виброзащитными подшипниками для снижения вибраций на руле. Улучшены также другие важные узлы и детали, в том числе рулевая колонка и виброзащита основания двигателя.

Снегоход выпускается в двух модификациях – обычной и удлиненной. Предусмотрены и дополнительные опции: силовой передний

бампер, кофр для хранения принадлежностей, фара-искатель, защита для лыж.

К сезону 2018 г. компания «Русская механика» представила обновленный «Буран». Легендарный снегоход был усовершенствован с учетом предложений и ожиданий владельцев и получил «приставку» к имени «Лидер» (рис. 2) [10]. Ключевые изменения касаются повышения прочности лыжи, улучшения управляемости и продления ресурса снегохода за счет установки стандартных твердосплавных подрезов СХТ «Тайга». Благодаря им при длительной эксплуатации не увеличивается радиус разворота снегохода и не требуется заменять лыжу целиком – только подрезы, сохраняющие свою функциональность при пробеге до 3000 км.



Рис. 2. Снегоход «Буран Лидер» 2018 г.

Снегоход оснащается автоматическим натяжителем цепи на коробке реверса. Устройство позволяет владельцу экономить время на обслуживании, избавляет от ручной работы и необходимости перед каждым выездом проверять состояние цепи. Улучшенные тягово-динамические характеристики и возможность экономии топлива обеспечивает новый центробежный регулятор собственного производства «Русской механики».

Модель «Буран Лидер» отличается высоким формованным ветровым стеклом, геометрия которого исключает возможность его деформации. Стекло защищает водителя от встречного ветра и летящего снега, а усиленный бампер предотвращает повреждения техники при движении по лесу и плотному кустарнику. Легкости в управление снегоходом добавляет высокий руль с подогревом рукояток и курка газа. «Буран Лидер» также оснащен светодиодным задним фонарем.

Изменен и внешний вид снегохода: теперь он выполнен в яркой черно-оранжевой и бело-оранжевой расцветке. Кроме того, компания планирует выпуск специальной серии в зимнем камуфляже для охотников.

Снегоходы «Буран Лидер», Stels «Мороз» и Stels «Ермак 600L» компаний «Русская механика» и «Веломоторс» имеют одинаковые компоновочные схемы «две гусеницы – одна лыжа» и близкие характеристики (табл. 1) [11]. Однако из них наиболее надежным считается, конечно, «Буран Лидер».

Еще одна новинка «Русской механики» 2018 г. – утилитарно-туристический снегоход RMS 551i Tour, премьера которого состоялась на выставке в Финляндии в ноябре 2017 г. (рис. 3). По своим техническим характеристикам он вплотную приближается к снегоходам ведущих зарубежных фирм (табл. 2) [12].



Рис. 3. Снегоход RMS 551i Tour 2018 г.

Данный снегоход построен на базе модели «Тайга» с модернизированным 2-хтактным 2-цилиндровым мотором с жидкостным охлаждением и раздельной системой смазки, имеет новую алюминиевую платформу и широкую – 500 мм – гусеницу с грунтозацепами высотой 32 мм. Передняя подвеска – рычажная с ходом 225 мм, а задняя подвеска – склизовая с ходом 385 мм. Он легок в управлении, эргономичен, обладает эффектной внешностью и развивает скорость более 100 км/ч.

Снегоход RMS 551i TOUR имеет 10 следующих основных преимуществ.

- Платформа для большей жесткости имеет пирамидальную конструкцию и выполнена из алюминиевого сплава. Передняя ее часть сделана из цельнолитых деталей, выполненных методом литья под давлением, а заклепочное соединение элементов платформы и минимальное количество сварных швов обеспечивают высокую стойкость в условиях ударных и вибрационных нагрузок. В подножках платформы выполнены расширенные отверстия с гребenkами, предназначенные для предотвращения забивания снегом и сохранения устойчивости водителя. Общая масса

рамы равна 55,5 кг, что на 10 кг легче стально-го аналога.

- Двигатель RMS 551i жидкостного охлаждения мощностью 65 л.с. имеет распределенный впрыск, что по сравнению с двигателем РМЗ-551 с карбюраторной системой питания обеспечивает рост мощности на 8 %, снижает эксплуатационный расход топлива на 20 % и уменьшает вредные выбросы. В двигателе предусмотрена возможность его запуска с аварийного стартера даже при полностью разряженном аккумуляторе.

- Новая КПП имеет линейный поступательно-возвратный механизм переключения передач на 4 режима – L/H/N/R.

- Передняя подвеска имеет стабилизатор поперечной устойчивости и выполнена в виде двух прямых А-образных рычагов, обеспечивающих ход 225 мм. Задняя подвеска обеспечивает ход 385 мм и снабжена регулируемыми гидропневматическими амортизаторами с выносным резервуаром (опция), которые позволяют быстро настроить характеристики подвески под конкретные условия эксплуатации.

- Регулировка руля предусматривает 4 положения для индивидуальной настройки при различных способах управления (сидя/стоя).

- Модульное двухуровневое сиденье с регулируемой спинкой для пассажира позволяет комфортно разместиться водителю и пассажиру или увеличить объем багажника в 2 раза.

- Многофункциональный блок управления позволяет управлять светом, подогревами и запуском двигателя. При этом имеется возможность одновременно использовать ближний и дальний свет, мощность светового потока светодиодной фары составляет до 3200 люмен.

- Литые алюминиевые детали подмоторного отсека и рулевого управления дополнитель но снижают вес снегохода.

- Низкая постановка двигателя и смещение его к центру, а также перенос аккумулятора в заднюю часть под сиденье позволили снизить центр тяжести снегохода и переместить его ближе к ведущему валу двигателя. Перенос КПП на правую сторону позволил сбалансировать снегоход относительно продольной оси. Все это положительно отразилось на повышении устойчивости и управляемости.

- Для повышения проходимости в глубоком рыхлом снегу применена гусеница с увеличенным грунтозацепом (32 мм вместо 26 мм).

Таблица 1

Технические характеристики снегоходов «Буран Лидер», Stels «Мороз 600 L» и Stels «Ермак 600L»

Модель	«Буран Лидер»	Stels «Мороз 600 L»	Stels «Ермак 600L»
База	Длинная	Длинная	Длинная
Двигатель	2-тактный	2-тактный	PMP-640/2-тактный
Объем, см ³ / кол. цил.	565/2	565/2	635/2
Диаметр цилиндрах×ход поршня, мм	73,8×66	73,8×66	76×70
Мощность, л.с.	49	51	34
Топливная система, тип/кол.	Карбюратор Mikuni/2	Карбюратор Mikuni/1	Карбюратор Mikuni/1
Охлаждение	Воздушное	Воздушное	Воздушное
Система смазки	Совместная	Совместная	Совместная
Макс. скорость, км/ч	Не менее 70	Не менее 80	Не менее 60
Трансмиссия	Вариатор, передача вперед, реверс, нейтраль	Вариатор, R/N/H/L	Вариатор, передача вперед, реверс, нейтраль
Тормозной механизм	Гидравлический	Гидравлический	Механический
Топливный бак, л	28	32 – основн. (58 – дополн.)	28
Ход пер. подвески, мм	50	150	50
Ход зад. подвески, мм	50	190	50
Гусеница (Д×Ш×В), мм	2×(2878×380×17,5)	2×(4040×380×17,5)	2×(3685×380×17,5)
Сухая масса, кг	320	320	310
Габариты (Д×Ш×В), мм	2700×910×1335	3170×1020×1560	3100×910×1335
Цена, тыс. руб.	255	250	359

Таблица 2

Технические характеристики снегохода RMS 551i Tour

Параметры	Тип/значения
Габариты в рабочем состоянии (ДхШхВ), мм	3315×1270×1340
Вес, кг	320
Количество мест	2
Двигатель	RM3 551i, двухтактный
Мощность двигателя, л.с	65
Кол-во цил./рабочий объем двигателя, см ³	2/553
Топливная система	Инжектор
Система смазки	Раздельная
Охлаждение	Жидкостное
Трансмиссия	Вариатор
Тормозная система	Гидравлическая
Тип передней подвески/ход, мм	Рычажная (А-образный рычаг) / 225
Тип задней подвески/ход, мм	Склизовая / 385
Гусеница (Д×Ш×В), мм	3698×500×32
Объем топливного бака, л	42
Максимальная скорость не менее, км/ч	105
Гарантия, мес.	36
Производитель	Россия, Рыбинск
Цена, тыс. руб.	499

Комфортной посадке водителя способствуют следующие факторы:

- зауженная форма передней части сиденья и топливного бака, смещение посадки водителя вдоль оси ближе к центру масс снегохода и перемещение точки опоры ног вперед на 80 мм, регулируемое положение руля;
- многофункциональные блоки руля и светодиодная фара с уменьшенным энергопотреблением улучшают безопасность эксплуатации в любое время суток.

Комфортную посадку пассажиру обеспечивает двухуровневое сиденье с регулируемой спинкой, подогрев ручек пассажира и экраны для защиты рук.

Подножки выполнены с увеличенными окнами и противоскользящими зубцами. Увеличенные окна не позволяют скапливаться снегу на подножках, что предотвращает скользивание ног.

Выводы

Компании «Русская механика» и «Веломоторс плюс», выпускают снегоходы трех классов: утилитарные, туристические и детские и являются ведущими отечественными производителями таких зимних машин, которые востребованы не только в России, но и за рубежом. Исходя из назначения снегоходов, процесс их разработки и совершенствования идет по следующим основным направлениям:

- снижение веса за счет применения более рациональных конструкций основных узлов снегоходов и облегченных платформ, выполненных в том числе из легких сплавов;
- повышение мощности и экономичности моторов за счет улучшения эффективности работы карбюраторных и инжекторных топливных систем, применения раздельной системы смазки и воздушно-жидкостной системы охлаждения;
- улучшение управляемости и устойчивости движения снегоходов за счет снижения их центра тяжести и его перемещения ближе к ведущему валу двигателя;
- повышение надежности и ресурса работы трансмиссии, гусеничного движителя, лыж и подвесок, обеспечивающих движение по любым снежным поверхностям и неровностям;
- улучшение эргономических параметров снегоходов, которые должны обеспечивать их удобную и безопасную эксплуатацию в любых дорожных условиях.

Литература

1. Дерунов Г.П., Кириндас А.М., Ксенофонтов И.В. Машина тяга саней. История русского снегохода. Рыбинск: Медиарост, 2011. 351 с.
2. Петрова М.С., Ицкович И.И. Оценка конкурентоспособности отечественных снегоходов и пути ее повышения // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. 2013. № 1 (24). С. 302–306.
3. Петухов М.Ю., Щелудяков А.М. Проблемы эксплуатации снегоходов импортного производства в экстремальных условиях // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2013. № 1. С. 323–328.
4. Сулайменов Т.Б., Саржанов Д.К., Абишев К.К., Есенжол Д.К. Қардағүргіштің менгерік шаңғы аспасын жетілдіру // Научный журнал «Вестник ЕНУ им. Л.Н. Гумилева». № 6 (109). Астана: Изд-во ЕНУ им. Л.Н. Гумилева, 2015. С. 228–231.
5. Абишев К.К., Саржанов Д.К., Балабаев О.Т., Есенжол Д.К. К вопросу совершенствования ходовой части снегоходов // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2016. № 5–5. С. 704–708.
6. Филиппов Э.И., Пастухова Р.Д. Повышение эффективности эксплуатации снегохода «Буран» в условиях крайнего севера // Современные тенденции развития науки и технологий. 2017. № 2–3. С. 52–53.
7. Лебедева А.И., Смирнова Т.В. Основные направления реализации политики импортозамещения на примере деятельности АО «Русская механика» // Структурные изменения в экономике России в условиях торгово-экономических санкций и политики импортозамещения: сборник научных трудов по итогам Всероссийской научно-практической конференции. 2017. С. 59–62.
8. Анализ рынка снегоходов в России [Электронный ресурс]. URL: <http://www.prnews.ru/topic/analiz-rynka-snegohodov-v-rossii>.
9. Снегоходы СТЕЛС. URL: <http://snegohod-stels.ru>.
10. АО «Русская механика» – производитель снегоходов и мотовездеходов (квадроциклов) в г. Рыбинске. URL: <http://go-rm.ru>.
11. Сравнение снегоходов Стелс, Мороз и Буран [Электронный ресурс]. URL: <https://badmoto.ru/2017/10/16/russkaja-mehanika-buran-lider-vs-stels-moroz>.
12. Новая модель от Русской Механики – снегоход RMS 551i TOUR! [Электронный ресурс]. URL: <http://royal-auto.kz/blog/novaya-model-ot-russkoj-mehaniki--snegohod-rms-551i-tour>.

References

1. Derunov G.P., Kirindas A.M., Ksenofontov I.V. Mashinnaya tyaga sanej. Istoryya russkogo snego-hoda [Machine traction of sleigh. History of Russian snowmobile]. Rybinsk: Mediarost Publ., 2011. 351 p.
2. Petrova M.S., Ickovich I.I. Evaluation of the competitiveness of domestic snowmobiles and ways to improve it. Vestnik Rybinskoj gosudarstvennoj aviacionnoj tekhnologicheskoy akademii im. P.A. Solov'eva. 2013. No 1 (24), pp. 302–306 (in Russ.).
3. Petuhov M.YU., SHCHeludyakov A.M. Problems of operation of imported snowmobiles in extreme conditions. Modernizaciya i nauchnye issledovaniya v transportnom komplekse. 2013. No 1, pp. 323–328 (in Russ.).
4. Sulejmenov T.B., Sarzhanov D.K., Abishev K.K., Esenzhol D.K. Improvement of snowmobiles movement. Vestnik ENU im. L.N. Gumileva. No 6(109). Astana: Izd-vo ENU im. L.N. Gumileva, 2015, pp. 228–231 (in Russ.).
5. Abishev K.K., Sarzhanov D.K., Balabaev O.T., Esenzhol D.K. Improving the chassis of snowmobiles. Mezhdunarodnyj zhurnal prikladnyh i fundamental'nyh issledovanij. 2016. No 5–5, pp. 704–708 (in Russ.).
6. Filippov EH.I., Pastuhova R.D. Improving the efficiency of operation of the Buran snowmobile in the conditions of the Far North. Sovremennye tendencii razvitiyu nauki i tekhnologij. 2017. No 2–3, pp. 52–53 (in Russ.).
7. Lebedeva A.I., Smirnova T.V. The main directions of the implementation of the policy of import substitution on the example of JSC «Russian Mechanics». V sbornike: Strukturnye izmeneniya v ekonomike Rossii v usloviyah torgovo-ekonomiceskikh sankcij i politiki importozameshcheniya. Sbornik nauchnyh trudov po itogam Vse-rossijskoj nauchno-prakticheskoy konferencii [In the collection: Structural changes in the Russian economy in terms of trade and economic sanctions and import substitution policies. Collection of scientific papers on the basis of the All-Russian Scientific and Practical Conference]. 2017, pp. 59–62 (in Russ.).
8. Analiz rynka snegohodov v Rossii [EHlektronnyj resurs] [Analysis of the snowmobile market in Russia]. URL: <http://www.prnews.ru/topic/analiz-rynka-snegohodov-v-rossii>.
9. Snegohody STELS [STELS snowmobiles]. URL: <http://snegohod-stels.ru>.
10. AO «Russkaya mekhanika» – proizvoditel' snegohodov i motovezdekhodov (kvadrociklov) v g. Rybinske [JSC «Russian Mechanics» – manufacturer of snowmobiles and all-terrain vehicles (ATVs) in Rybinsk]. URL: <http://go-rm.ru>.
11. Sravnenie snegohodov Stels, Moroz i Buran [EHlektronnyj resurs] [Comparison of STELS, Moroz and Buran snowmobiles]. URL: <https://badmoto.ru/2017/10/16/russkaja-mehanika-buran-lider-vs-stels-moroz>.
12. Novaya model' ot Russkoj Mekhaniki – snegohod RMS 551i TOUR! [EHlektronnyj resurs] [New model from Russian Mechanics - RMS 551i TOUR snowmobile!]. URL: <http://royal-auto.kz/blog/novaya-model-ot-russkoj-mehaniki--snegohod-rms-551i-tour>.

*Работа выполнена в МГТУ им. Н.Э. Баумана при финансовой поддержке
Минобрнауки России по соглашению № 14.577.21.0272
(уникальный идентификатор работ: RFMEFI57717X0272)*

ОБЩАЯ КОНЦЕПЦИЯ БЛОЧНО-МОДУЛЬНОГО ПОСТРОЕНИЯ ЛЕСНЫХ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ

THE GENERAL CONCEPT OF BLOCK-MODULAR CONSTRUCTION OF FOREST TILLAGE TOOLS

И.М. БАРТЕНЕВ, д.т.н.
М.Н. ЛЫСЫЧ, к.т.н.

Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова, Воронеж, Россия,
vglta-mlx@yandex.ru

I.M. BARTENEV, DSc in Engineering
M.N. LYSYCH, PhD in Engineering

Voronezh State University of Forestry and Technologies
Named after Georgiy F. Morozov, vglta-mlx@yandex.ru

В статье приводятся общие данные о масштабах и перспективах использования блочно-модульных принципов построения технических объектов в различных отраслях промышленности, в частности в сельском хозяйстве при разработке почвообрабатывающих и посевных агрегатов. В лесном хозяйстве блочно-модульное построение почвообрабатывающих орудий не нашло столь широкого применения, поэтому преобладают конструкции, приспособленные к выполнению одной технологической операции в рамках определенной технологии. В то же время все это разнообразие специализированных машин остается невостребованным, т.к. лесные предприятия на современном этапе развития не способны закупать и эксплуатировать широкий спектр оборудования и ограничиваются весьма узким набором морально устаревших почвообрабатывающих орудий. Для решения этих проблем авторами были применены блочно-модульные принципы построения технических объектов для разработки комплекса почвообрабатывающих лесных орудий. Приводится конструктивное описание предлагаемых базовых модульных платформ (однобрусная задненавесная, двухбрусная задненавесная и передненавесная) и различных сменных модулей рабочих органов. Проработаны возможные варианты компоновки модульных орудий в среде 3D САПР SolidWorks, и представлен пример МТА на базе многофункционального модульного лемешного плуга. Проведенный анализ конструкций подтвердил, что оснащаемые различными рабочими модулями орудия способны эффективно производить все операции по основной подготовке почвы, проведению агротехнических уходов, а также частично посев и посадку лесных культур в разнообразных условиях. Таким образом, большое разнообразие используемой лесной почвообрабатывающей техники, зачастую обладающей невысокой эффективностью, можно свести к узкому спектру высокoadаптивных модульных орудий.

Ключевые слова: блочно-модульная компоновка, почвообрабатывающее орудие, лесовосстановление, технология, САПР.

The article provides general data on the scale and prospects for the use of block-modular principles for constructing technical objects in various industries, in particular, in agriculture in the development of tillage and sowing units. In forestry, the block-modular construction of tillage tools has not found a wide-spread use, therefore, designs adapted to perform a single technological operation within a specific technology prevail. At the same time, all this variety of specialized machines remains unclaimed, since Forest enterprises at the present stage of development are not capable of purchasing and operating a wide range of equipment and are limited to a very narrow set of obsolete tillage tools. To solve these problems, the author applied block-modular principles for constructing technical objects for developing a set of tillage forest tools. A constructive description of the proposed basic modular platforms (single-bar rear-mounted, double-sided rear-hung and front-hung) and various interchangeable modules of the working bodies is given. The possible options for the layout of modular tools in 3D CAD software SolidWorks have been worked out and an example of machine tractor unit based on a multifunctional modular plow has been presented. The analysis of the structures confirmed that the tools equipped with various working modules are capable of effectively performing all operations on basic soil preparation, carrying out agrotechnical treatments, as well as partly sowing and planting of forest crops in various conditions. Thus, a large variety of used forest tillage equipment used can be reduced to a narrow range of highly adaptable modular tools.

Keywords: block-modular layout, tillage tool, reforestation, technology, CAD.

Введение

Блочно-модульные принципы построения технических объектов находят широчайшее применение в различных отраслях современного промышленного производства. Исследование данного вопроса посвящено множество публикаций иностранных ученых [1–6].

В настоящее время программы развития модульных технологий интенсивно реализуются в странах ЕС и США. В частности, в европейском сегменте развития производства на 2015–2020 гг. модульные технологии оцениваются как наиболее перспективные при всех сценариях будущего промышленности Европейского Союза. В США модульное производство было включено в число технологических приоритетов в рамках производственного развития. В Японии также правительственные учреждения поддерживают исследовательские программы, направленные на развитие модульного конструирования и производства.

Обычно вопросы использования модульных конструкций и модульных платформ затрагивают национальную конкурентоспособность, а потому находятся в зоне внимания национальных правительственные и некоммерческих неправительственных организаций.

В нашей стране в 1980-е гг. велась интенсивная разработка модульных конструкций в ОПК, судостроении, строительстве, сельском хозяйстве и некоторых других отраслях. Но в 1990–2000 гг. модульная тематика для российской промышленности временно утра-

тила свою актуальность. Россия пропустила несколько этапов в развитии модульных конструкций и модульного производства. Какой-либонятной промышленной политики в данной сфере реализовано не было. В настоящее время усилия по разворачиванию модульных производств предпринимаются, прежде всего, в отечественной автомобильной промышленности [7].

Приведенные данные показывают на перспективность внедрения модульных концепций построения технических объектов в разнообразных отраслях промышленного производства (рис. 1) [7].

Сущность блочно-модульного построения машин состоит в разработке совокупности изделий, объединенных общностью технических решений, с использованием ограниченной номенклатуры составных частей. Число и вид модулей определяется совокупностью выполняемых технологических операций. Это дает возможность свести большое разнообразие специализированной почвообрабатывающей техники к узкому спектру универсальных и комбинированных орудий. На рис. 2 представлена совокупность факторов, обеспечивающих эффективность внедрения блочно-модульных принципов построения лесохозяйственных орудий.

В настоящее время блочно-модульный принцип построения орудий и агрегатов нашел широкое распространение в сельском хозяйстве, в частности при разработке почвообрабатывающих и посевных агрегатов [8, 9, 10, 11].

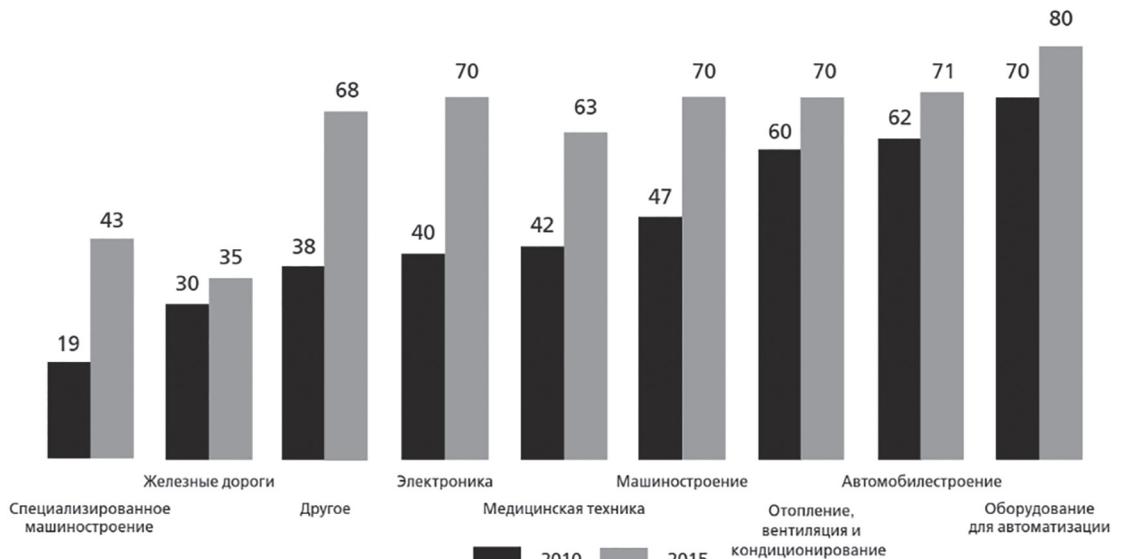


Рис. 1. Доля продуктов, базирующихся на модульных платформах по отраслям, в 2010–2015 гг. (%)



Рис. 2. Факторы, обеспечивающие эффективность внедрения блочно-модульной концепции построения лесохозяйственных орудий

В лесном хозяйстве блочно-модульное построение почвообрабатывающих орудий не нашло широкого применения. Поэтому преобладают конструкции, приспособленные к выполнению одной технологической операции в рамках определенной технологии [12, 13, 14, 15]. В то же время все это разнообразие специализированных машин остается невостребованным, т.к. лесные хозяйства на современном этапе развития не способны закупать и эксплуатировать широкий спектр оборудования и ограничиваются весьма узким набором морально устаревших почвообрабатывающих орудий.

Цель исследования

Указанные выше обстоятельства делают актуальной задачу создания многофункционального орудия, построенного на основе блочно-модульной компоновки, позволяющего совмещать технологические операции и выполнять их за один проход агрегата с высоким качеством при меньших энергетических, матери-

альных и трудовых затратах. При этом должны прорабатываться варианты орудий для работы в агрегате с тракторами тягового класса 1,4 т.с. и тракторами тягового класса 3,0 т.с. с высокой степенью унификации основных элементов.

Блочно-модульная компоновка почвообрабатывающих орудий позволит снизить затраты на производство и обеспечить высокую гибкость в регулировках, дающую возможность компоновать орудие в зависимости от конкретных потребностей и природных условий. В результате хозяйства могут ограничиться меньшим набором необходимых почвообрабатывающих орудий за счет повышения их универсальности, что будет способствовать значительному снижению затрат и увеличению рентабельности в условиях рыночных отношений.

Методы и средства проведения исследований

Для решения поставленной задачи нами предлагается многофункциональное модульное орудие, имеющее универсальную раму,

оснащенную индивидуальными предохранительными механизмами и комплектуемую различными рабочими и вспомогательными органами в зависимости от выполняемой технологической операции.

На рис. 3 представлены 3D-модели модулей рабочих органов, адаптированные к использованию с универсальной рамой.

На рис. 4 показаны три варианта рам модульного орудия: однобрусьяная рама для работы с тракторами 1,4 т.с.; двубрусьяная рама для работы с тракторами 3 т.с. и однобрусьяная передненавесная рама для тракторов, оборудованных передним навесным устройством.

На рис. 5 показана конструкция двубрусьяной модульной рамы с разнесенным расположением модулей. Первичный модуль рамы состоит из сцепного устройства 1, основных поперечных брусьев 2, пары цилиндрических поперечных направляющих 3, их кронштейнов крепления 4, опорных брусьев 5, верхнего поперечно-го бруса 6, стыковочных фланцев 7 и кареток 8, соединенных с винтовыми механизмами 9 продольного перемещения грядилей 10, оснащенных механизмами регулировки углов рабочих органов в вертикальной и горизонталь-

ной плоскостях 11. Конструкция вторичного модуля рамы идентична конструкции первого, за исключением отсутствия сцепного устройства 1. Модули соединяются между собой при помощи основных продольных брусьев 12, верхних продольных брусьев 13, раскоса 14 и болтовых крепежных элементов 15.

Предохранительные механизмы состоят из гидроцилиндров 16 и пневмогидроаккумулятора 17.

На рис. 6 представлена конструкция передненавесной модульной рамы с разнесенным положением модулей. Она состоит из сцепного модуля и вторичного модуля, полностью аналогичного использованному на задненавесной раме (рис. 5). В свою очередь сцепной модуль представляет собой упрощенный вариант первичного модуля задненавесной рамы и состоит из сцепного устройства 1 основных поперечных брусьев 2, вертикальных кронштейнов 3, верхнего поперечного бруса 4, стыковочных фланцев 5. Модули соединяются между собой при помощи элементов, аналогичных использованным в двубрусьяной раме, – это основные продольные брусья 6, верхние продольные брусья 7, раскос 8 и болтовые крепежные

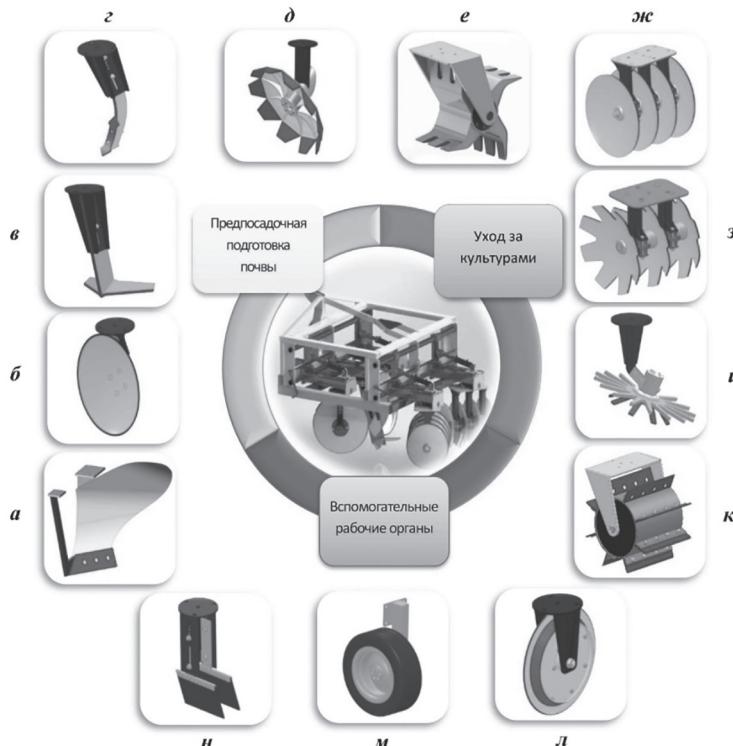


Рис. 3. Рабочие органы модульного агрегата:

- а – лемешный одноотвальный;
- б – дисковый плужный;
- в – лемешный плоскорежущий;
- г – глубокорыхлящий;
- д – дисковый рыхлящий;
- е – ножевой дискретный;
- жс – батарея четырехдисковая культиваторная;
- з – батарея трехдисковая с вырезными дисками;
- и – рыхлящий для ухода в рядке;
- к – кусторезный;
- л – опорный дисковый нож;
- м – опорное колесо;
- н – защитный экран

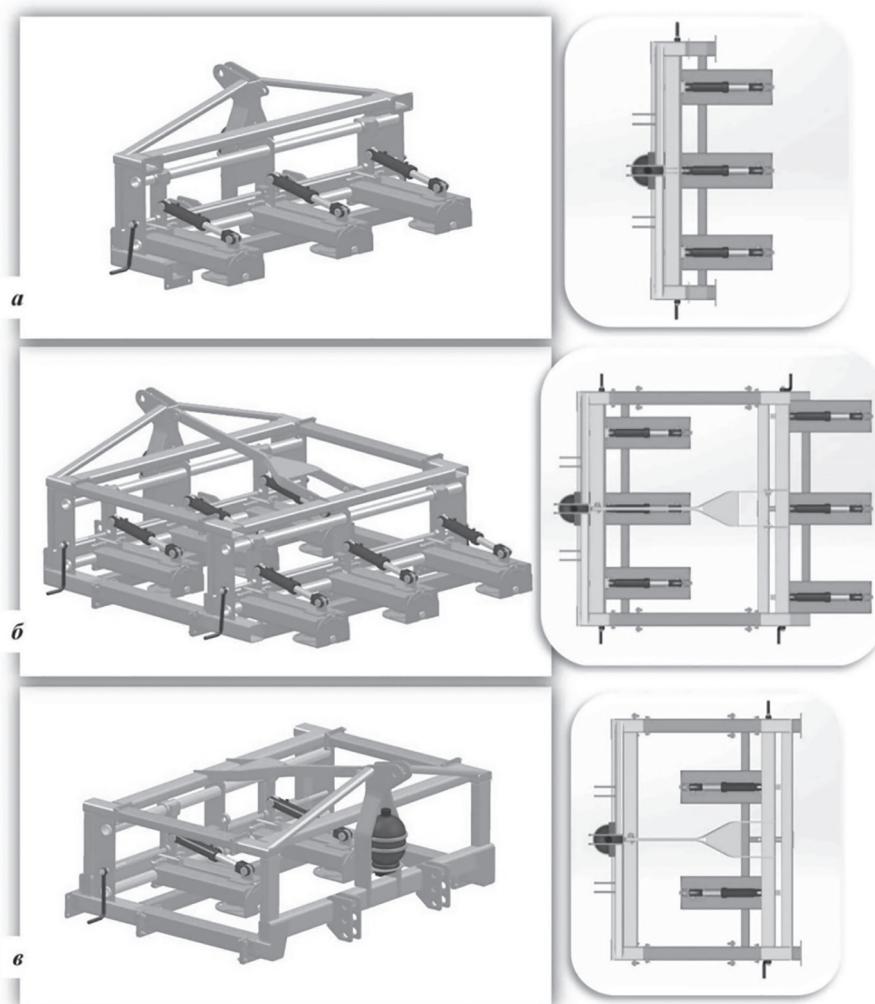


Рис. 4. Рамы модульных орудий:
а – однобрусная рама для работы с тракторами 1,4 т.с.; б – двубрусная рама для работы с тракторами 3 т.с.; в – однобрусная передненавесная рама

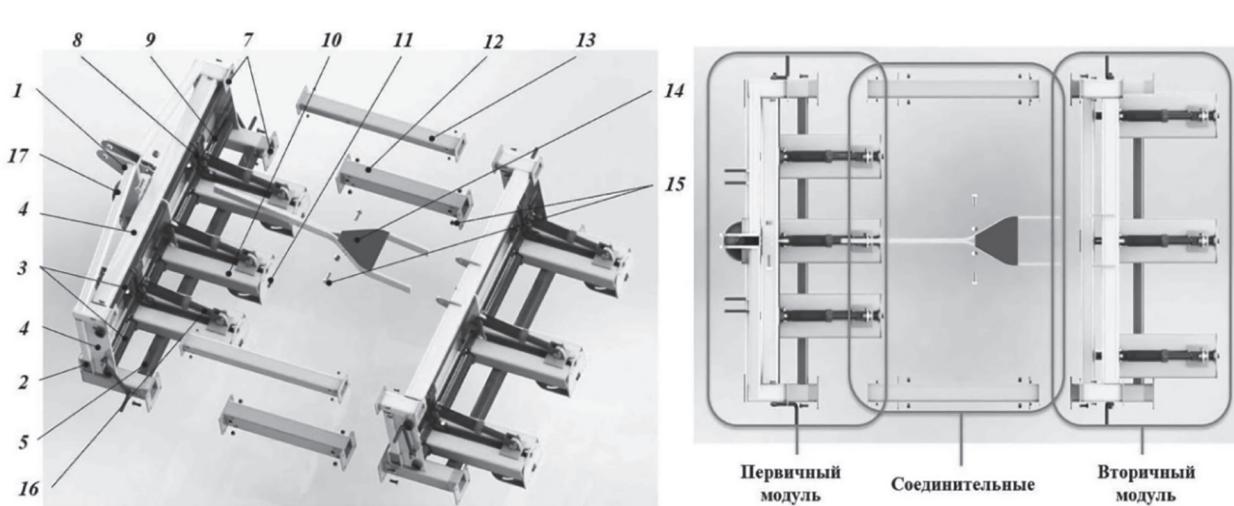


Рис. 5. Модульная задненавесная рама почвообрабатывающего агрегата с разнесенными модулями

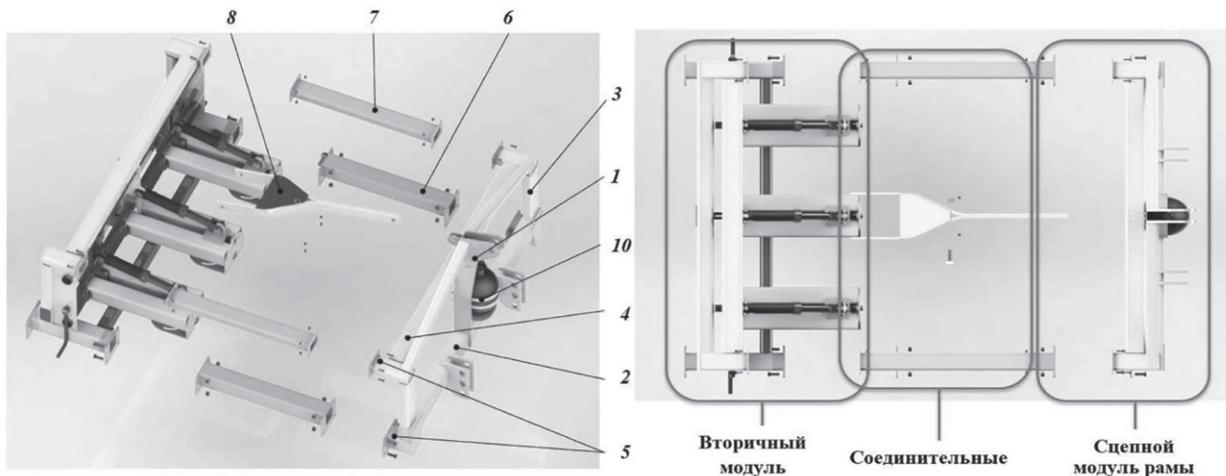


Рис. 6. Модульная переднепавесная рама почвообрабатывающего агрегата с разнесенными модулями

соединения 9. Предохранительные механизмы также состоят из гидроцилиндров 10 и пневмоаккумулятора 11.

Таким образом, модульная концепция построения лесных почвообрабатывающих и посадочных орудий позволяет выполнять одним орудием, оснащенным различными типами рабочих органов, практически все основные операции по обработке почвы и частично – по посадке культур.

На рис. 7 показаны перспективные конструкции модульных орудий, способные эффективно заменить существующие на данный момент классы орудий, в рамке – специализированные орудия, которые не могут быть в полной мере реализованы в рамках модульной концепции.

Анализ возможных вариантов компоновки показывает, что все операции по основной подготовке почвы в различных лесных условиях могут быть выполнены модульными орудиями.



Рис. 7. Почвообрабатывающие и посадочные орудия, применяемые при лесовосстановлении на вырубках

При этом доступны шесть типов орудий:

- лемешные плуги;
- дисковые плуги;
- плоскорежущие плуги;
- глубокорыхлители;
- плуги-рыхлители;
- орудия дискретной подготовки почвы.

Операции по проведению агротехнических уходов также могут быть практически полностью реализованы с применением следующих модульных орудий:

- дисковые культиваторы;
- лаповые культиваторы;
- дисковые бороны;
- ротационные культиваторы;
- катки-осветители.

Единственным специализированным почвообрабатывающим орудием, которое сложно реализовать в рамках модульного подхода, является лесной дискатор, имеющий значительную ширину захвата и индивидуальные предохранители для каждого рабочего органа.

На рис. 7 были рассмотрены только однобрусьные орудия. Они предназначены для использования с тракторами тягового класса 1,4 т.с. (рис. 8, а). При этом в случае применения

более мощных тракторов, а также наличия переднего навесного устройства возможно комплектование МТА с двухрядным (рис. 8, б) (двубрусное орудие на задней навеске или однобрусьные на передней и задней навесках) и трехрядным расположением рабочих органов (рис. 8, в) (однобрусьное на передней и двубрусьное на задней навеске), что позволяет одновременно выполнять несколько технологических операций. Так, на рис. 8, б представлен вариант МТА, выполняющий одновременно две операции – прокладку двухтвальной борозды и дополнительную культивацию посадочного места. На рис. 8, в дополнительно задействовано переднее навесное устройство, на котором установлен клавишный кусторезный каток, предварительно уничтожающий молодую древесную поросль нежелательных пород. При такой компоновке МТА достигается совмещение трех технологических операций.

Однако даже при использовании однобрусьных задненавесных орудий обеспечивается их высокая адаптивность, достигаемая за счет модульной конструкции.

Так, на рис. 9, а представлен МТА на базе лемешного однобрусьного плуга, предназначенного

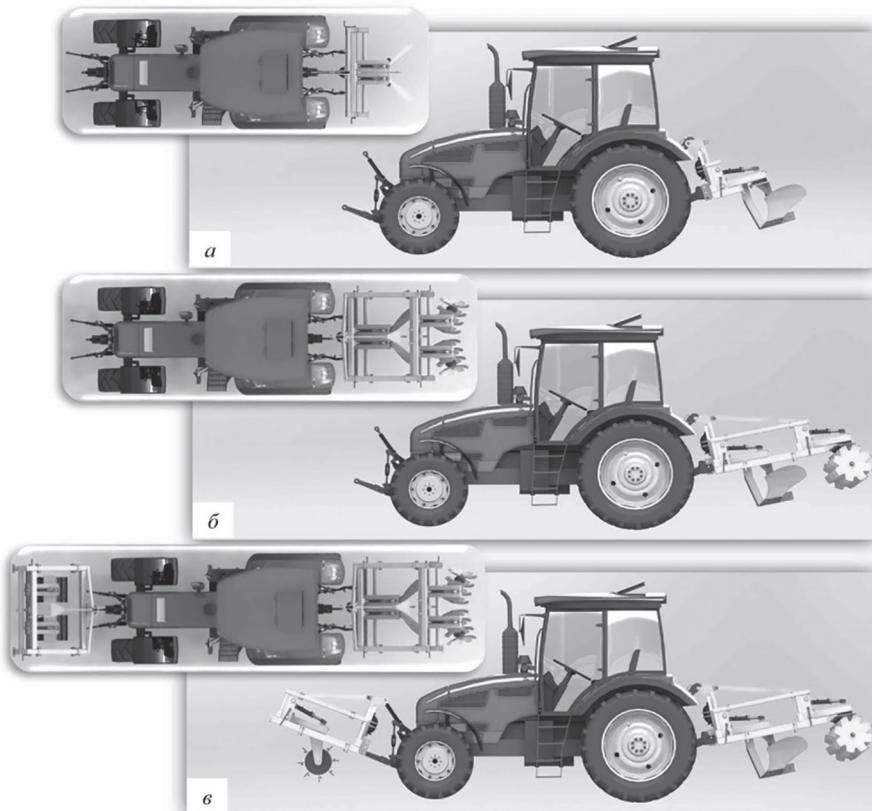
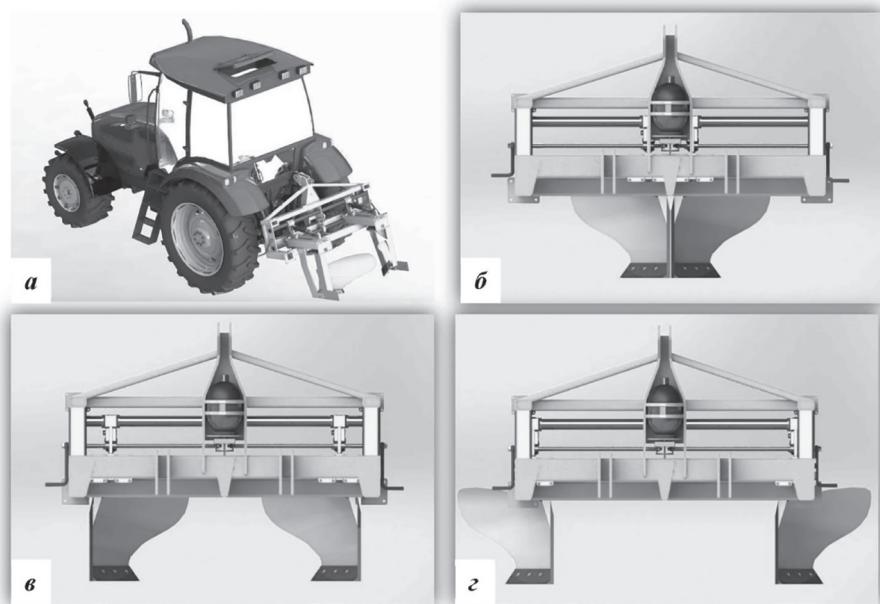


Рис. 8. Возможные варианты компоновки МТА на базе многофункционального лемешного плуга:

а – для тракторов 1,4 т.с.; *б* – для тракторов 3 т.с.; *в* – для тракторов 3 т.с., оснащенных передним навесным устройством

**Рис. 9. Лемешный многофункциональный модульный плуг:**

а – общий вид МТА; б – плуг, настроенный для создания одной двуххвальногой борозды; в – плуг, настроенный для создания посадочных гряд; г – плуг, настроенный для создания двух одноотвальных борозд

для осуществления одной технологической операции за один проход – основной подготовки почвы. Его гибкая модульная конструкция позволяет адаптировать варианты его компоновки под разные почвенные условия.

Первый вариант компоновки плуга предназначен для нарезки двуххвальных борозд на вырубках с дренированными почвами (рис. 9, б) и способен эффективно заменить использующиеся на данный момент плуги ПКЛ-70, ПЛ-1, ПЛД-1,2.

Второй вариант предназначен для образования микроповышений на временно переувлажненных почвах (рис. 9, в) и способен эффективно заменить использующиеся на данный момент плуги ПЛМ 1,3, ПЛМ-1,5.

Третий вариант предназначен для одновременной нарезки двух борозд с пластами, отвальными наружу (рис. 9, г). Аналогом данного варианта является плуг ПЛ-2-50.

Выводы

Применение блочно-модульных принципов построения почвообрабатывающих орудий и комплектуемых на их базе МТА позволяет снизить затраты на производство и обеспечить высокую гибкость в регулировках. Это дает возможность компоновать орудие в зависимости от конкретных потребностей и природных условий. В результате хозяйства могут ограничиться меньшим набором необходимых почво-

обрабатывающих орудий за счет повышения их универсальности, что будет способствовать значительному снижению затрат и увеличению рентабельности в условиях рыночных отношений.

Литература

1. Gebhardt N., Bahns T., Krause D. An example of visually supported design of modular product families // Procedia CIRP. 2014. No. 21. P. 75–80.
2. Jose A., Tollenaere M. Modular and platform methods for product family design: literature analysis // Journal of Intelligent Manufacturing. 2005. No. 3. P. 371–390.
3. Martinez M., Xue D. Development of adaptable products based on modular design and optimization methods // Procedia CIRP. 2016. No. 50. P. 70–75.
4. Mutingi M., Dube P., Mbohwa C. A. Modular product design approach for sustainable manufacturing in a fuzzy environment // Procedia Manufacturing. 2017. No. 8. P. 471–478.
5. Scherer H., Albers A., Bursac N. Model based requirements engineering for the development of modular kits // Procedia CIRP. 2017. No. 60. P. 145–150.
6. Wasley N.S., Lewis P.K., Mattson C.A., Ottosson H.J. Experimenting with concepts from modular product design and multi-objective optimization to benefit people living in poverty // Development Engineering. 2017. No. 2. P. 29–37.
7. Княгинин В.Н. Модульная революция: распространение модульного дизайна и эпоха модульных платформ: учеб. пособие / под ред. М.С. Лицекой, С.А. Шмелевой. СПб., 2013. 80 с.

8. Бартенев И.М., Лысыч М.Н., Шабанов М.Л., Донцов И.Е. Многофункциональный лесной плуг // Лесотехнический журнал. 2017. № 3. С. 193–200.
9. Дементьев А.М. Обеспечение энергосбережения в технологических процессах обработки почвы путем оптимального проектирования комбинированных агрегатов блочно-модульной структуры : автореф. дисс. ... канд. техн. наук. СПб., 2011. 21 с.
10. Джабборов Н.И., Добринов А.В., Федькин Д.С. Алгоритм определения технологических параметров энергоэффективных почвообрабатывающих машин блочно-модульной структуры // Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства. 2015. № 86. С. 19–33.
11. Мазитов Н.К., Шарафиев Л.З., Садриев Ф.М., Рахимов З.С., Дмитриев С.Ю. Теоретические основы проектирования унифицированных блочно-модульных почвообрабатывающих машин // Вестник БГАУ. 2013. № 2. С. 93–98.
12. Бартенев И.М., Донцов И.Е., Лысыч М.Н., Шабанов М.Л., Сенькин И.Л. Современные лесные дисковые плуги-рыхлители // Лесотехнический журнал. 2017. № 1. С. 168–176.
13. Бартенев И.М. Экологизация процесса освоения вырубок под лесные культуры // Лесотехнический журнал. 2012. № 1. С. 121–127.
14. Liu, M., Dey D., Navarro R., Jacobs D. Mechanical site preparation for forest restoration // New Forests. 2012. No. 5–6 (43). P. 825–848.
15. Vasilenko V.V., Afonichev D.N., Vasilenko S.V., Khakhulin A.N. Increase of rotation angle of soil layers during plow operation // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. No. 4 (327). P. 042114.

References

1. Gebhardt N., Bahns T., Krause D. An example of visually supported design of modular product families. Procedia CIRP. 2014. No. 21, pp. 75–80.
2. Jose A., Tollenaere M. Modular and platform methods for product family design: literature analysis. Journal of Intelligent Manufacturing. 2005. No. 3, pp. 371–390.
3. Martinez M., Xue D. Development of adaptable products based on modular design and optimization methods. Procedia CIRP. 2016. No. 50, pp. 70–75.
4. Mutingi M., Dube P., Mbohwa C. A. Modular product design approach for sustainable manufacturing in a fuzzy environment. Procedia Manufacturing. 2017. No. 8, pp. 471–478.
5. Scherer H., Albers A., Bursac N. Model based requirements engineering for the development of modular kits. Procedia CIRP. 2017. No. 60, pp. 145–150.
6. Wasley N.S., Lewis P.K., Mattson C.A., Ottosson H.J. Experimenting with concepts from modular product design and multi-objective optimization to benefit people living in poverty. Development Engineering. 2017. No. 2, pp. 29–37.
7. Knyaginin V.N. Modul'naya revolyuciya: rasprostranenie modul'nogo dizajna i epoha modul'nyh platform [Modular revolution: the spread of modular design and the era of modular platforms]: ucheb. posobie. Pod red. M. S. Lipeckoj, S. A. SHmelevoj. SPb., 2013. 80 p.
8. Bartenev I.M., Lysych M.N., SHabanov M.L., Doncov I.E. Multifunctional forest plow. Lesotekhnicheskij zhurnal. 2017. No 3, pp. 193–200 (in Russ.).
9. Dement'ev A.M. Obespechenie ehnergosberezeniya v tekhnologicheskikh processakh obrabotki pochvy putem op-timal'nogo proektirovaniya kombinirovannyh agregatov blochno-modul'noj struktury : avtoref. diss. ...kand. tekhn. nauk [Ensuring energy saving in technological processes of tillage by optimal design of combined units of block-modular structure: abstract to dissertation for degree of Ph.D. (Engineering)]. SPb., 2011. 21 p.
10. Dzhabborov N.I., Dobrinov A.V., Fed'kin D.S. Algorithm for determining the technological parameters of energy-efficient soil tillage machines of block-modular structure. Tekhnologii i tekhnicheskie sredstva mekhanizirovannogo proizvodstva produkci rastenievodstva i zhivotnovodstva. 2015. No 86, pp. 19–33 (in Russ.).
11. Mazitov N.K., SHarafieva L.Z., Sadriev F.M., Rahimov Z.S., Dmitriev S.YU. Theoretical foundations of the design of unified modular tillage machines. Vestnik BGAU. 2013. No 2, pp. 93–98 (in Russ.).
12. Bartenev I.M., Doncov I.E., Lysych M.N., SHabanov M.L., Sen'kin I.L. Modern forest disc noninversing plow. Lesotekhnicheskij zhurnal. 2017. No 1, pp. 168–176 (in Russ.).
13. Bartenev I.M. Ecologization of the process of development of clearings for forest crops. Lesotekhnicheskij zhurnal. 2012. No 1, pp. 121–127 (in Russ.).
14. Liu, M., Dey D., Navarro R., Jacobs D. Mechanical site preparation for forest restoration. New Forests. 2012. No. 5-6(43), pp. 825–848.
15. Vasilenko V.V., Afonichev D.N., Vasilenko S.V., Khakhulin A.N. Increase of rotation angle of soil layers during plow operation. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. No. 4 (327), pp. 042114.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ
в рамках научного проекта № 18-38-00920.

ИССЛЕДОВАНИЕ КРОШЕНИЯ ПОЧВЫ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ НОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

THE STUDY OF SOIL CRUMBLING WHEN USING NEW WORKING BODIES

Г.Г. ПАРХОМЕНКО, к.т.н.

Северо-Кавказский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», г. Зерноград, Россия parkhomenko.galya@yandex.ru

G.G. PARHOMENKO, PhD in Engineering

North Caucasus Scientific Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture, Agrarian Scientific Center «Donskoy», Zernograd, Russia, parkhomenko.galya@yandex.ru

Сравнение полученных результатов исследований и испытаний на МИС качественных показателей с их нормируемыми значениями характеризует соответствие или несоответствие почвообрабатывающих машин и рабочих органов агротехническим требованиям. Согласно агротехническим требованиям, одним из основных показателей, характеризующих качество обработки почвы, является крошение почвы. От качества крошения зависит гребнистость поверхности поля, поскольку при преобладании в обработанном слое почвы требуемого размера комков наблюдается выровненная поверхность поля. При высоком качестве крошения частицы почвы размером менее 1 мм из верхнего слоя просыпаются в нижние, препятствуя возникновению эрозии. Цель работы – охарактеризовать качество крошения почвы при использовании новых рабочих органов в части соответствия агротехническим требованиям и сравнить с аналогами по технологическому адаптеру. Соответствие агротехническим требованиям новых рабочих органов определяли по нормативной документации на испытание машин для глубокой безотвальной обработки почвы. Установлено, что по качеству крошения пласта (до 98,5 %) и уменьшению количества эрозионно-опасных частиц в верхнем слое почвы (до 18,13 %) новые рабочие органы превосходят аналоги по технологическому адаптеру. Положительное влияние на качество крошения оказалось использование элементов рабочего органа, выполненных по криволинейной форме (87,8–98,5 %) по сравнению с плоскорезом (65,1–76,8 %). Модернизация конструкции плоскореза с возможностью самоустановки угла резания под углом естественного склона почвы позволила повысить качество крошения до 80,5–82,0 %, а применение альтернативных материалов – до 82,0–84,8 %. По качеству крошения пласта новые рабочие органы соответствуют агротребованиям также и для предпосевной обработки почвы. Это позволяет сократить количество технологических операций на дополнительное рыхление и выравнивание поверхности поля перед посевом. Установлено, что новые рабочие органы не уступают по агротехническим показателям современным техническим средствам для обработки почвы.

Ключевые слова: почва, крошение, качественные показатели, агротехнические требования.

Comparison of quality indicators of the results of research and testing on machine-testing stations with their normalized values characterizes the compliance or non-compliance with the agrotechnical requirements of soil tillage machines and working bodies. According to agrotechnical requirements, one of the main indicators characterizing the quality of tillage is soil crumbling. The crumbs of the field surface depend on the quality of crumbling as with the predominance of the required size of lumps in the treated soil layer, an even field surface is observed. At a high quality of crumbling, soil particles smaller than 1 mm from the upper layer spill to the lower ones, preventing erosion. Objective: to characterize the quality of crumbling of the soil when using new working bodies in terms of compliance with agrotechnical requirements and compare it with analogues by the technological adapter. Compliance with the agrotechnical requirements of the new working bodies was determined according to the regulatory documentation for soil tillage testing machines. It was found that by the quality of the layer crumbling (up to 98,5 %) and by reducing the number of erosion-hazardous particles in the upper soil layer (up to 18,13 %) new working bodies are superior to analogues by the process adapter. A positive impact on the quality of crumbling has had the use of elements of the working body, made in a curvilinear form (87,8–98,5 %) compared with a flat-cutter (65,1–76,8 %). Modernization of the flat-cut design with the possibility of self-setting the cutting angle at the angle of the natural cleavage of the soil allowed improving the quality of crumbling to 80,5–82,0 %, and the use of alternative materials – to 82,0–84,8 %. In terms of the quality of crumbling of the reservoir, new working bodies correspond to agrotechnical requirements of tillage pre-sowing. This reduces the number of technological operations for additional loosening and leveling the field surface before sowing. This reduces the number of technological operations for additional loosening and leveling the field surface before sowing. It was established that new working bodies are not inferior in terms of agrotechnical indicators to modern technical means for tillage.

Keywords: soil, crumbling, quality indicators, agrotechnical requirements.

Введение

Научное направление фундаментальных исследований ПФНИ ГАН в области обработки почвы предусматривает разработку методологической основы проектирования базовых технологий и высокоэффективных технических средств, отвечающих заданным качественным показателям в соответствии с нормируемыми значениями, которые предусмотрены агротехническими требованиями [1].

Нормируемые значения качественных показателей по агротехническим требованиям разрабатываются на основе системного подхода фундаментальных научных исследований, параллельно реализуются механизмы трансфера результатов научно-технической деятельности в сферу практического применения.

Сравнение полученных результатов исследований и испытаний на МИС качественных показателей с нормируемыми значениями характеризует соответствие или несоответствие агротехническим требованиям машин и рабочих органов.

По результатам соответствия агротехническим требованиям разрабатываются концептуальный аппарат и методологическая основа для создания средств объективного контроля качества обработки почвы, для моделирования технологических процессов и исследования показателей функционирования рабочих органов, направленные на повышение эффективности технических средств [2, 3, 4].

Согласно агротехническим требованиям, одним из основных показателей, характеризующих качество обработки почвы, является крошение почвы. От качества крошения зависит гребнистость поверхности поля, поскольку при преобладании в обработанном слое почвы комков требуемого размера наблюдается выровненная поверхность поля. При высоком качестве крошения частицы почвы размером менее 1 мм из верхнего слоя просыпаются в нижние, препятствуя возникновению эрозии. Поэтому такой качественный показатель, как изменение содержания эрозионно-опасных частиц в верхнем слое почвы после обработки, также связан с крошением.

Цель исследования

Охарактеризовать качество крошения почвы при использовании новых рабочих органов в части соответствия агротехническим требованиям и сравнить с аналогами по технологическому адаптеру.

Материалы и методы

Качественные показатели (крошение пласта, гребнистость, содержание эрозионно-опасных частиц) определяли по СТО АИСТ 4.1-2010 «Машины и орудия для глубокой обработки почвы. Методы оценки функциональных показателей», СТО АИСТ 001-2010 «Агротехническая оценка сельскохозяйственной техники. Термины и определения» и сравнивали по вариантам рабочих органов.

Исследования проводили в полевых условиях на экспериментальной установке для каждого рабочего органа.

Содержание в обработанном слое комков почвы разного размера (крошение) определяли в четырех местах через равные расстояния друг от друга по диагонали участка. Использовали рамку размером $0,5 \times 0,5$ м, в пределах которой из обработанного слоя извлекали почву и помещали на набор решет диаметром отверстий 2,5; 5,0 и 10,0 см. Под набором решет установлен поддон для сбора комков менее 2,5 см. Определяли долю по отношению ко всей массе почвы в рамке в процентах. Дополнительно крошение почвы оценивали визуально с помощью палетки 50×50 см, разделенной на квадраты 5×5 см (рис. 1).

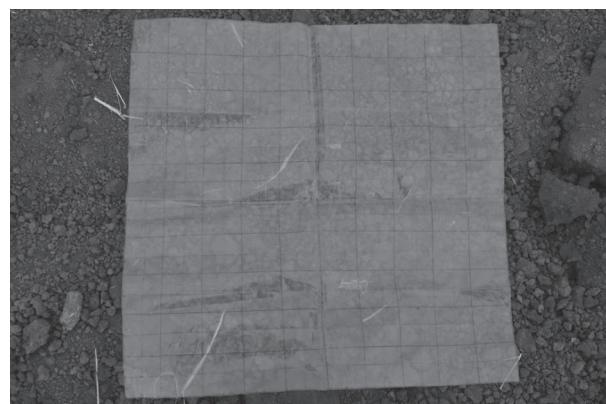


Рис. 1. Палетка для определения крошения почвы

Содержание эрозионно-опасных частиц почвы в слое от 0 до 5 см определяли по пробам, отобранным в пяти точках до и после прохода рабочих органов, расположенных по диагонали участка. Пробы в лабораторных условиях доводили до воздушно-сухого состояния (рассыпали тонким слоем – не более 2 см и сушили в естественных условиях), затем просеивали через решето диаметром отверстий 1 мм.

Массу фракции – проход решета диаметром 1 мм – взвешивали с погрешностью ± 10 г. Со-

держание эрозионно-опасных частиц Π_3 , вычисляли по формуле:

$$\Pi_3 = \frac{m_3}{m} \cdot 100\%, \quad (1)$$

где m_3 – масса эрозионно-опасных частиц, г; m – общая масса пробы, г.

Гребнистость поверхности поля после обработки определяли с помощью шнуря длиной l_0 , равной ширине захвата рабочего органа, к концу которого прикреплена измерительная лента. Шнур накладывался поперек обработанного участка на поверхность поля, при этом один конец его закреплен. Свободный конец шнуря ввиду неровности поверхности поля тянется за собой измерительную ленту. Отсчет на ленте дает разность Δl .

Гребнистость определяли по формуле:

$$C = \frac{\Delta l}{l_0} \cdot 100\%. \quad (2)$$

В соответствии с требованиями нормативной документации, полученные результаты измерений представляются в виде среднего арифметического значения величин для последующего установления их соответствия агротехническим требованиям.

Результаты исследований и их анализ

По агротехническим требованиям количество эрозионно-опасных частиц в верхнем слое после прохода рабочих органов не должно возрастать, количество комков почвы размером менее 50 мм должно быть не менее 60 %, гребнистость поверхности поля – не более 30 % от глубины обработки.

Новые рабочие органы обрабатывают почву с дифференциацией на несколько слоев, отличающихся по степени крошения и уплотнения, без их взаимного перемещения. Такая обработка почвы является послойной, при которой внутри пласта формируется влагонакопительный слой с комбинацией обоих типов теплообмена, поскольку термоградиенты имеют противоположное направление, за счет чего потоки влаги соединяются на глубине, доступной для корневой системы зерновых культур.

Предпосылкой явился метод «воздушной ирригации» Овсинского, в основу которого положен процесс росообразования за счет разницы температур между горячим воздухом над почвой и прохладным – внутри пласта. Результатом применения этого метода в совокуп-

ности с усовершенствованной конструкцией рабочих органов является накопление влаги на необходимой глубине пахотного слоя.

Конструкция новых рабочих органов разработана на основе чизеля для глубокого рыхления, в первоначальном виде представляющего прямолинейную стойку с долотом, которая затем оснащается лапами для улучшения качества рыхления. Для снижения энергозатрат прямолинейная стойка трансформируется наклонную не только по ходу движения, но и в сторону – по типу paraplow.

Поскольку при глубоком рыхлении трещины от долота, распространяясь внутри пласта, не достигают поверхности почвы, возникает необходимость оснащения конструкции рабочим органом для мелкой обработки.

Тенденции послойной обработки почвы возникают с внедрением стойки типа paraplow, которая, формируя наклонные щели, способствует улучшению качества рыхления всего пахотного слоя; пласт крошится под влиянием распространяемых опережающих трещин от долота, не взаимодействуя непосредственно с режущими кромками рабочего органа.

Усовершенствованная нами конструкция рыхлителя для мелкой обработки почвы может быть представлена в виде стрельчатой или плоскорезной с самоустанавливающимся углом резания лап, или в виде эллиптического разомкнутого кольца (рис. 2).

Далее нами обоснована целесообразность выполнения стойки типа paraplow в форме кривой, параметры которой связаны с физико-механическими свойствами почвы и требуемыми показателями технологического процесса.

Конструкция рабочего органа выполнена с возможностью трансформации. Трансформируемая конструкция рабочего органа оснащена демонтируемыми элементами: плоскорезным, криволинейным и с применением альтернативных материалов (сверхвысокомолекулярный полиэтилен низкой плотности) рыхлителем. При этом обеспечивается самоочищение поверхности рабочего органа с элементами из альтернативных материалов, уничтожение сорной растительности плоскорезным рыхлителем, улучшение крошения пласта и выровненности поля при использовании криволинейного рыхлителя, а также снижение затрат энергии на обработку почвы. Помимо комбинирования взаимозаменяемых рыхлителей для мелкой обработки почвы, в конструкции

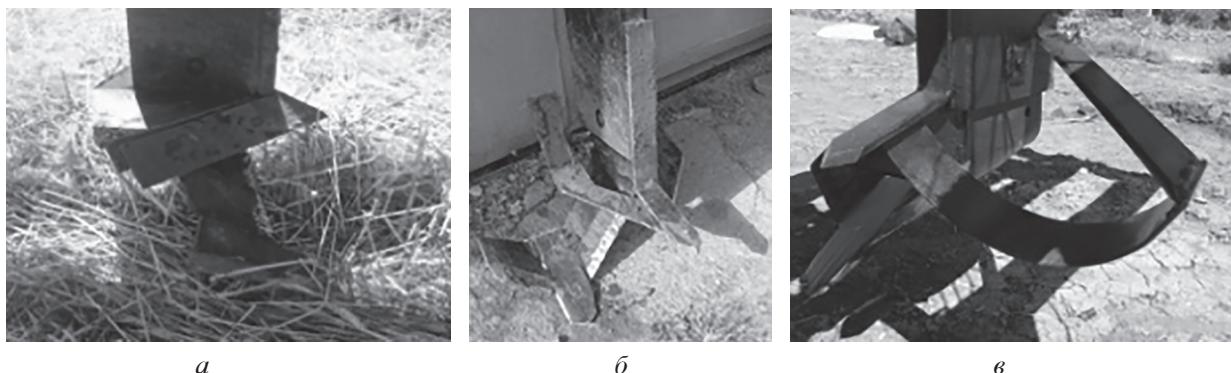


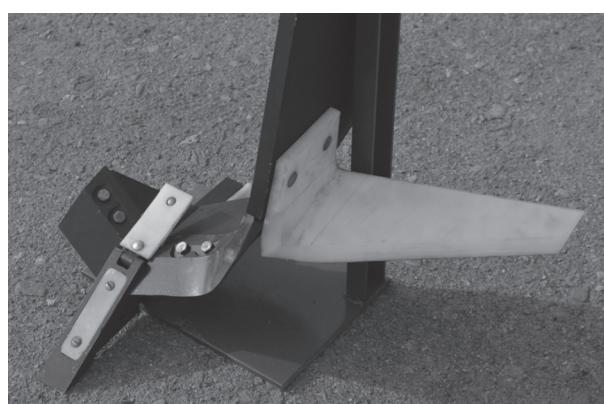
Рис. 2. Новые рабочие органы с усовершенствованным рыхлителем для мелкой обработки почвы:

а – со стрельчатой лапой; б – с плоскорезной лапой с самоустанавливающимся углом резания;
в – с эллиптическим разомкнутым кольцом

рабочего органа усовершенствованы долото и элементы наклонной стойки типа paraplow. Данное усовершенствование позволяет регулировать параметры в зависимости от свойств почвы, и упрощает демонтаж элементов в случае износа или возникновения неисправностей (рис. 3).



а



б

Рис. 3. Новые трансформируемые рабочие органы:
а – с криволинейным и плоскорезным рыхлителями; б – с применением альтернативных материалов

Комбинация подсистем новых рабочих органов реализована конструктивно на единой несущей системе. Результатом является унифицированная конструкция по методу базового агрегата с общей частью (стойка типа paraplow с долотом) и сменными подсистемами (рыхлители, лапы).

В табл. 1 представлены обобщенные результаты по качеству крошения, гребнистости и изменению содержания эрозионно-опасных частиц после обработки почвы новыми рабочими органами.

Условия проведения исследований новых рабочих органов соответствовали требованиям нормативной документации. Исключение составила экстремальная твердость почвы глубже 20 см (4,8–4,9 МПа при требуемом не более 4 МПа). (При исследовании новых конструкций рабочих органов допустимо использование экстремальных фонов, при этом их показатели могут не вполне соответствовать агротехническим требованиям.)

Исследования проводились по дискованному фону пожнивных остатков подсолнечника и по стерне озимой пшеницы.

Условия проведения исследований новых трансформируемых рабочих органов с плоскорезным, криволинейным разрыхлителями и с применением альтернативных материалов, также характеризовались экстремальной твердостью почвы глубже 15 см (4,23–5,18 МПа при требуемом не более 4 МПа). Это допустимо, как уже отмечалось. Показатели новых трансформируемых рабочих органов приведены в табл. 2.

Новые рабочие органы были разработаны на основе прототипов с кротователями, разуплотнителями и плоскорезной лапой. Рабочие органы прототипов широко используются в хозяйствах юга России. Данными рабочими ор-

Таблица 1

Показатели новых рабочих органов

Со стрельчатой лапой	С эллиптическим разомкнутым кольцом	С плоскорезной лапой с самоустанавливающимся углом резания
Глубина рыхления, см		
20,9–31,4	24,5–37,3	25,0–35,3
Рабочая скорость движения, м/с		
1,06–2,50	1,95–2,94	1,92–2,50
Крошение пласта: содержание фракций размером менее 50 мм, %		
65,1–70,3	87,8–98,4	80,5–82,0
Гребнистость, см		
0	7,53	0
Изменение содержания эрозионно-опасных частиц		
уменьшается на 3,77–15,89 %	уменьшается на 20,87–21,99 %	уменьшается на 5,51–13,78 %
Разработчик: ФГБНУ «АНЦ «Донской», подразделение «СКНИИМЭСХ»		

Таблица 2

Показатели новых трансформируемых рабочих органов

С криволинейным рыхлителем	С плоскорезным рыхлителем	С применением альтернативных материалов
Глубина рыхления, см		
25,0–35,4	34,9	24,8–35,4
Рабочая скорость движения, м/с		
1,97–2,99	2,54	2,07–2,98
Крошение пласта: содержание фракций размером менее 50 мм, %		
96,4–98,5	76,8	82,0–84,8
Гребнистость, см		
0	7,53	0
Изменение содержания эрозионно-опасных частиц		
уменьшается на 15,20–18,13 %	уменьшается на 4,13 %	уменьшается на 2,90–3,41 %
Разработчик: ФГБНУ «АНЦ «Донской», подразделение «СКНИИМЭСХ»		

ганами оснащены комбинированные агрегаты, сменные части унифицированной конструкции которых размещены и на раме, и непосредственно на стойке рабочего органа (рис. 4).

Исследование поворгались на экспериментальной установке отдельно каждый из рабочих органов.

Условия проведения исследований прототипов рабочих органов соответствуют требованиям нормативной документации (твёрдость до 3,8 МПа; влажность почвы до 24 %).

Показатели прототипов приведены в табл. 3.



Рис. 4. Прототипы новых рабочих органов:

а – с разуплотнителями; б – с плоскорезной лапой; в – с кротователями

Таблица 3

Показатели прототипов новых рабочих органов

С кротователями	С разуплотнителями	С плоскорезной лапой
Глубина рыхления, см		
27,3–28,3	43,3–44,1	25,0–25,1
Рабочая скорость движения, м/с		
1,64–1,80	1,91–2,88	1,94–2,79
Крошение пласта: содержание фракций размером менее 50 мм, %		
64	60	61
Гребнистость, см		
7,6	8,9	5,5
Разработчик: ФГБНУ «АНЦ «Донской», подразделение «СКНИИМЭСХ»		

Показатели новых рабочих органов (табл. 1 и 2) сравнивались с прототипами (табл. 3) и аналогами (рис. 5) отечественного производства (табл. 4). Аналогов зарубежного производства не выявлено.

*a**b*

Рис. 5. Аналоги новых рабочих органов по технологическому адаптеру [5]:
а – культиватор-глубокорыхлитель КГ-2,5/0,6;
б – глубокорыхлитель навесной ГРН-3

Установлено, что новые рабочие органы не уступают по агротехническим показателям современным техническим средствам

для обработки почвы. Это видно из сравнения с данными, полученными в результате анализа показателей рабочих органов из протоколов приемочных испытаний Северо-Кавказской и Кировской МИС, как наиболее близких аналогов по технологическому адаптеру (табл. 4). Данные рабочие органы в конструкции безотвального плуга, культиватора-глубокорыхлителя и глубокорыхлителя навесного, соответственно, получили рекомендацию к использованию в с/х производстве.

Анализ данных табл. 1 и 2 позволил установить соответствие агротехническим требованиям новых рабочих органов даже на экстремальных фонах.

Крошение пласта составило 65,1–98,5 % при требуемом не менее 60 %. Содержание эрозионно-опасных частиц в верхнем слое почвы после обработки новыми рабочими органами уменьшилось на 2,90–21,99 %.

Гребнистость находится в пределах нормы.

Из сравнительного анализа показателей новых рабочих органов, прототипов и аналогов по технологическому адаптеру (табл. 1–4) следует преимущество новой конструкции в части выполнения качественных показателей, особенно степени крошения пласта (до 98,5 %) и уменьшения количества эрозионно-опасных частиц в верхнем слое почвы (до 21,99 %).

Положительное влияние на качество крошения оказалось использование элементов рабочего органа, выполненных по криволинейной форме (87,8–98,5 %) по сравнению с плоскорезом (65,1–76,8 %).

Модернизация конструкции плоскореза с возможностью самоустановки угла резания под углом естественного склона почвы позволила повысить качество крошения до 80,5–82,0 %, а

Таблица 4

Показатели аналогов по технологическому адаптеру

Плуг ПН-8-40 с рабочими органами типа paraplow	Культиватор-глубокорыхлитель КГ-2,5/0,6	Глубокорыхлитель навесной ГРН-3
Глубина рыхления, см		
39,4	29,4–39,8	39,7
Рабочая скорость движения, км/ч		
10,0	6,4–7,6	6,7–6,9
Крошение пласта – содержание фракций размером менее 50 мм, %		
69,7	нет данных	58,9
Гребнистость, см		
14,1	11,6	12,8
Изменение содержания эрозионно-опасных частиц		
уменьшается на 1,03 %	нет данных	не увеличивается
Разработчик		
ЗАО «Петербургский тракторный завод»	ЗАО «Пермтехмаш-АгроС»	ЗАО «Красный Аксай»
Протокол испытаний		
Северо-Кавказская МИС № 11-30-01 (1010392)	Кировская МИС № 06-23-2004 (4020552)	Северо-Кавказская МИС № 11-11-05 (1020262)

применение альтернативных материалов – до 82,0–84,8 %.

По качеству крошения пласта новые рабочие органы соответствуют агротребованиям также и для предпосевной обработки почвы и их применение позволяет сократить количество технологических операций на дополнительное рыхление и выравнивание поверхности поля перед посевом.

Результаты послужат научной базой для проектирования новых технических средств, обеспечат получение наибольшего мультиплексного эффекта от использования создаваемых технологий производства продукции растениеводства, что приведет к конкурентоспособности отечественной продовольственной продукции на мировом рынке и снижению технологических рисков в агропромышленном комплексе.

Заключение

Сравнение полученных результатов исследований и испытаний на МИС качественных показателей с их нормируемыми значениями характеризует соответствие или несоответствие машин и рабочих органов агротехническим требованиям. Крошение пласта при использовании новых рабочих органов составило 65,1–98,5 % при требуемом: не менее

60 % комков размером менее 50 мм. По степени крошения пласта (до 98,5 %) и уменьшению количества эрозионно-опасных частиц в верхнем слое почвы (до 21,99 %) новые рабочие органы превосходят аналоги по технологическому адаптеру. Положительное влияние на качество крошения оказало использование элементов рабочего органа, выполненных по криволинейной форме (87,8–98,5 %) по сравнению с плоскорезом (65,1–76,8 %). Модернизация конструкции плоскореза с возможностью самоустановки угла резания под углом естественного скола почвы позволила повысить качество крошения до 80,5–82,0 %, а применение альтернативных материалов – до 82,0–84,8 %. По качеству крошения пласта новые рабочие органы соответствуют агротребованиям также и для предпосевной обработки почвы и их применение позволяет сократить количество технологических операций на дополнительное рыхление и выравнивание поверхности поля перед посевом.

Литература

- Гуреев И.И., Дьяков В.П., Гребенщиков Г.К., Дурдыев С. Агротребования к новым машинам для создания регионального регистра перспективных агротехнологий и машин. Курск: ВНИИ-ЗиЗПЭ РАСХН, 2012. 43 с.

2. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Повышение энергоэффективности мобильных почвообрабатывающих агрегатов // Инновации в сельском хозяйстве. 2016. № 3 (18). С. 40–47.
3. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Оптимизация показателей технологических процессов сельскохозяйственного производства в растениеводстве // Хранение и переработка зерна. 2017. № 1 (209). С. 55–60.
4. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Измерение силы тяги на крюке трактора в агрегате с навесной сельскохозяйственной машиной // Тракторы и сельхозмашини. 2016. № 4. С. 15–19.
5. Система испытаний сельскохозяйственной техники. URL: <http://www.sistemamis.ru> (дата обращения 12.03.2018 г.).

References

1. Gureev I.I., D'yakov V.P., Grebenshchikov G.K., Durdyev S. Agotrebovaniya k novym mashinam dlya sozdaniya regional'nogo regista perspektivnyh agrotekhnologij i mashin [Requirements for new machines to create a regional register of promising agricultural technologies and machines]. Kursk: VNIIIZiZPEH RASKHN Publ., 2012. 43 p.
2. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Improving the energy efficiency of mobile soil tillage machines. Innovacii v sel'skom hozyajstve. 2016. No 3 (18), pp. 40–47 (in Russ.).
3. Parhomenko G.G., Parhomenko S.G. Optimizacija indikatorov tekhnologicheskikh processsov sel'skohozyajstvennogo proizvodstva v rastenievodstve // Hranenie i pererabotka zerna. 2017. No 1(209), pp. 55–60 (in Russ.).
4. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Measurement of traction force on a tractor hook in an aggregate with a mounted agricultural machine. Traktory i sel'hozmashiny. 2016. No 4, pp. 15–19 (in Russ.).
5. Sistema ispytanij sel'skohozajstvennoj tekhniki [Test system of agricultural machinery] (in Russ.). URL: <http://www.sistemamis.ru> (accessed 12.03.2018).

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ДВИГАТЕЛЬ – РАБОЧАЯ МАШИНА»

COMPUTER SIMULATION OF THE «ENGINE – WORKING MACHINE» MECHANICAL SYSTEM

В.Н. ДЕЛЯГИН, д.т.н.
И.П. ДОБРОЛЮБОВ, д.т.н.

Сибирский федеральный научный центр
агробиотехнологий Российской академии наук,
п. Краснообск Новосибирской обл., Россия, sibime@ngs.ru

V.N. DELYAGIN, DSc in Engineering
I.P. DOBROLYUBOV, DSc in Engineering

Siberian Federal Research Center for Agrobiotechnologies
of the Russian Academy of Sciences, Krasnoobsk,
Novosibirsk region, Russia, sibime@ngs.ru

Исследовано применение для целей диагностирования технического состояния агрегата двигатель внутренне-го сгорания (ДВС) – рабочая машина (РМ) усовершенствованной компьютерной настраиваемой модели ДВС с дополнительной функцией определения технического состояния рабочих машин (механизмов) с приводом от ДВС. Механическая система ДВС – рабочая машина (механизм) рассматривается в виде трех- и двухмас-совой системы с сосредоточенными параметрами. Составлены уравнения равновесия моментов, действующих на выделенные сосредоточенные массы, с учетом различных нелинейностей (сухое и вязкое трение, зона не-чувствительности и др.), упругости валов и соединений. Приведены структурные схемы системы ДВС – РМ в форме передаточных функций. Проведено компьютерное моделирование этой системы с представлением полученных компьютерных структурных схем и графиков динамических процессов (угловых скорости и уско-рения валов и др.). Вводя в эти схемы значения параметров, характерных для конкретного агрегата ДВС – РМ, путем варьирования значений различных моментов можно в статическом и динамическом режимах оценить их влияние на техническое состояние ДВС – РМ. Применение компьютерной модели позволяет учесть влияние указанных факторов на информативные диагностические сигналы, отражающие техническое состояние ДВС – РМ, так как уровень сигналов, характеризующих мощностные показатели ДВС, существенно выше уровня сиг-налов, отражающих упругости и нелинейности. Разработанная компьютерная структурная схема может непо-средственно использоваться в диагностических комплексах, построенных на базе микропроцессорных систем, микроконтроллеров и микроЭВМ для диагностирования ДВС и рабочих машин в эксплуатационных условиях.

Ключевые слова: ДВС – рабочая машина, нелинейности, упругости валов и соединений, компьютерное моде-лирование.

There was investigated the application for the purpose of diagnosing the technical condition of the unit, the internal combustion engine (ICE) – the working machine (WM) of advanced computer models of internal combustion engines with the additional function of determining the technical condition of machines (mechanisms) driven by the internal combustion engine. The mechanical system «ICE-working machine» is considered as a three- and two-mass system with lumped parameters. Equations of equilibrium moments are made that act on the selected concentrated masses, taking into account various nonlinearities (dry and viscous friction, dead zone, etc.), elasticity of the shafts and joints. The block diagrams of the ICE-PM system in the form of transfer functions are given. A computer simula-tion of this system was carried out with the presentation of the obtained computer structural diagrams and graphs of dynamic processes (angular velocities and shaft accelerations, etc.). Introducing into these schemes the values of the parameters characteristic of a specific unit ICE-PM by varying the values of different moments, it is possible in the static and dynamic modes to evaluate their influence on the technical state of ICE-PM. The use of a computer model allows to take into account the influence of these factors on informative diagnos-tic signals reflecting the technical condition of the internal combustion engine, since the level of signals characterizing the power indicators of the internal combustion engine is significantly higher than the level of signals reflecting elasticity and nonlinearity. The developed computer block diagram can be directly used in diagnostic complexes based on microprocessor systems, microcontrollers and microcomputers for diagnosing internal combustion engines and working machines under op-erational conditions.

Keywords: ICE – working machine, non-linearity, elasticity of shafts and connections, computer simulation.

Введение

В работах ряда авторов [1–6] приведены результаты исследований по выбору и оптимизации обнаружения и измерения совокупности косвенных диагностических параметров, характеризующих техническое состояние двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в том числе нелинейностей, по оптимизации алгоритма поиска места отказа, по оценке точностных и информационных показателей измерительных каналов измерительной экспертной системы ДВС. В работах [7–8] показана возможность применения компьютерной настраиваемой модели ДВС (без учета нелинейностей, упругости валов и соединений) при идентификации состояния ДВС.

Цель работы

Совершенствование компьютерной настраиваемой модели двигателя внутреннего сгорания при идентификации состояния двигателя с учетом нелинейностей, упругости валов и соединений.

Методы и результаты

Для более эффективного применения этой модели, а также с целью определения технического состояния рабочих машин (механизмов) с приводом от ДВС необходимо ее совершенствование за счет учета нелинейностей, упругости валов и соединений. Исследованию по этому вопросу и посвящена данная статья.

При математическом описании функционирования механической системы ДВС – рабочая машина (механизм) в большом числе случаев допускается идеализация, основанная на представлении о жесткой связи ДВС: кинематическая связь между двигателем и механизмом не подвержена упругим деформациям и не содержит зазоров, люфтов и других нелинейных элементов. Рабочая машина (РМ) или механизм лишь определяет момент нагрузки на двигатель, а момент инерции является суммой моментов инерции ДВС, редуктора и приведенного к двигателю момента инерции РМ (механизма). При таком допущении скорость ДВС и приведенная к двигателю скорость РМ (механизма) равны между собой в статическом и динамическом режимах работы. Изменение момента нагрузки на РМ (механизме) в этом случае эквивалентно изменению момента нагрузки на двигателе. Если ставится задача определения технического состояния механической системы ДВС – РМ (механизм) пренебрежение

упругостью и нелинейностями может привести к ошибочным результатам. Кроме того, при использовании быстродействующей системы автоматического управления режимами работы влияние этих факторов будет заметным. Компьютерное моделирование механической системы ДВС – РМ (механизм) позволяет учсть влияние указанных факторов путем их варьирования на информативные диагностические сигналы, отражающие техническое состояние этой системы, так как уровень сигналов, характеризующих мощностные показатели ДВС, существенно выше уровня сигналов, отражающих упругости и нелинейности.

На рис. 1, *a* приведена упрощенная схема механической системы ДВС – РМ (механизм, далее – РМ), где РМ 1 через редуктор, условно показанный в виде зубчатых колес 5 и 6, приводится во вращение двигателем, вал которого изображен в виде вращающейся массы 8. Соединение редуктора с двигателем и РМ осуществляется с помощью муфт 2 и 7. Валы вращаются в подшипниках 3. Связь ДВС с РМ в общем случае оказывается упругой за счет скручивания вала 4 и упругой деформации зубьев колес редуктора, а также соединительных муфт, выполненных, например, с обрезиненными пальцами.

Кинематическая цепь в общем случае содержит обусловленный неточностью изготовления узлов передачи суммарный зазор, который распределен между муфтами и зубчатым зацеплением в редукторе. На механическую систему действуют внешние моменты: момент двигателя M_d , приложенный к валу, и действующий на РМ момент нагрузки M'_c , который может быть активным или пассивным. На работу РМ оказывают влияние диссипативные силы, представляющие собой силы трения в подшипниках, силы трения в зубчатых зацеплениях, а также силы внутреннего трения в материале вала, возникающие в процессе его скручивания.

При исследовании динамических процессов в приводах РМ допустимо представление ДВС и РМ в виде системы с сосредоточенными параметрами, когда вал двигателя и отдельные элементы РМ или механизма (зубчатые колеса, маховики, узлы, совершающие поступательное движение, и т.п.), представляются в виде материальных точек, обладающих определенными массами или моментами инерции, а идеализированные безинерционные связи между ними массой не обладают и характеризуются только упругостью и диссипативными свойствами.

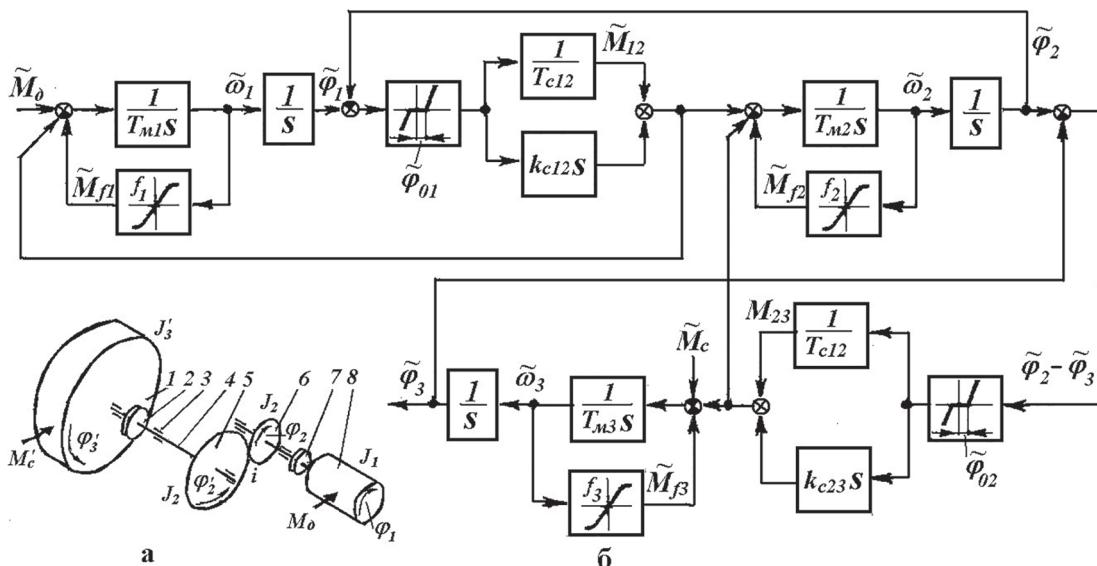


Рис. 1. Структурные схемы трехмассовой системы двигатель – рабочая машина (а) и ее модели (б):
 s – дифференциатор; $1/s$ – интегратор; \otimes – сумматор (с зачерненным сектором – вычитающее устройство)

Полагаем, что внешние силы, или моменты, приложены к сосредоточенным массам. На рис. 1, а сосредоточенными массами можно считать массы вала 8, зубчатых колес 5 и 6 и РМ (механизма) 1. Упругости зубчатого зацепления и муфты 7 могут быть объединены в общую упругость связи двигателя с редуктором, а упругость связи редуктора с механизмом определится как результатирующая упругость вала 4 и муфты 2.

Уравнения равновесия моментов, действующих на выделенные сосредоточенные массы (без учета зазоров и других нелинейностей):

$$\begin{cases} M_d - M_{12} - b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - M_{f1} = J_1 \ddot{\varphi}_1; \\ M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2); \\ M_{12} - b_{12}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - (1/i)[M'_{23} + b'_{23} \times \\ \times (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}'_3)] - M_{f2} = J_2 \ddot{\varphi}_2; \\ M'_{23} = c'_{23}(\varphi'_2 - \varphi'_3); \\ M'_{23} - b'_{23}(\dot{\varphi}'_3 - \dot{\varphi}'_2) - M'_c - M'_{f3} = J'_3 \ddot{\varphi}'_3, \end{cases} \quad (1)$$

где M_d – момент двигателя; M'_c – момент нагрузки на РМ (штрихом помечены величины, не приведенные к валу двигателя); i – передаточное число редуктора; φ_1 , φ_2 , φ'_2 , φ'_3 , $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$, $\dot{\varphi}'_2$, $\dot{\varphi}'_3$, $\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_2$, $\ddot{\varphi}'_3$ – углы поворота соответствующих масс (рис. 1, а), их первые и вторые производные; b_{12} , b'_{23} – коэффициенты внутреннего трения, постоянные, если считать, что моменты внутреннего трения в упругих связях пропорциональны разностям угловых скоростей концов этих связей; M_{f1} , M_{f2} , M_{f3} – моменты трения на сосредоточенных массах; M_{12} и M'_{23} – моменты в скручиваемых

упругих связях соответственно между 1-й и 2-й, 2-й и 3-й массами, связанные с углом скручивания коэффициентами жесткости c_{12} и c'_{23} ; J_1 – момент инерции вала двигателя и муфты 7; J_2 – приведенный к валу двигателя момент инерции редуктора (зубчатых колес 5 и 6); J'_3 – момент инерции РМ (рис. 1, а); $c_{23} = c'_{23}/i^2$; $b_{23} = b'_{23}/i^2$.

Для получения уравнений (1) в нормированном виде должны быть выбраны базовые значения скоростей и моментов на валу двигателя ω_o и M_o и на валу механизма $\omega'_6 = \omega_o/i$ и $M'_6 = M_o/i$. За базовый угол поворота вала ДВС принимаем угол, на который повернется вал двигателя, вращающийся со скоростью ω_o за одну секунду: $\varphi_6 = \int \omega_o dt$, а вала РМ: $\varphi'_6 = \omega'_6 / i$. Тогда, вводя в рассмотрение скорости сосредоточенных масс $\tilde{\omega}_1$, $\tilde{\omega}_2$, $\tilde{\omega}_3$, уравнения (1) в безразмерной форме примут вид:

$$\begin{cases} \tilde{\omega}_1 = d\tilde{\varphi}_1 / dt; \tilde{\omega}_2 = d\tilde{\varphi}_2 / dt; \tilde{\omega}_3 = d\tilde{\varphi}_3 / dt; \\ T_{m1} \frac{d\tilde{\omega}_1}{dt} = \tilde{M}_o - \tilde{M}_{12} - k_{c12}(\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2) - k_{f1}\tilde{\omega}_1; \\ T_{c12} \frac{d\tilde{M}_{12}}{dt} = (\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2); \\ T_{m2} \frac{d\tilde{\omega}_2}{dt} = \tilde{M}_{12} + k_{c12}(\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2) - \tilde{M}_{23} - \\ - k_{c23}(\tilde{\omega}_2 - \tilde{\omega}_3) - k_{f2}\tilde{\omega}_2; \\ T_{c23} \frac{d\tilde{M}_{23}}{dt} = (\tilde{\omega}_2 - \tilde{\omega}_3); \\ T_{m3} \frac{d\tilde{\omega}_3}{dt} = \tilde{M}_{23} + k_{c23}(\tilde{\omega}_2 - \tilde{\omega}_3) - \tilde{M}_c - k_{f3}\tilde{\omega}_3, \end{cases} \quad (2)$$

где $T_{m1} = J_1 \omega_6 / M_6$, $T_{m2} = J_2 \omega_6 / M_6$, $T_{m3} = J_3 \omega'_6 / M'_6 = J_3 \omega_6 / M_6$ – механические постоянные времени сосредоточенных масс; $T_{c12} = M_6 / (\omega_6 c_{12})$, $T_{c23} = M'_6 / (\omega'_6 c'_{23}) = M'_6 / (\omega_6 c_{23})$ – постоянные времени жесткости кинематических связей; $k_{c12} = b_{12} \omega_6 / M_6$, $k_{c23} = b'_{23} \omega'_6 / M'_6 = b_{23} \omega_6 / M_6$ – относительные коэффициенты внутреннего трения; k_{f1} , k_{f2} , k_{f3} – относительные (в общем случае переменные) коэффициенты, характеризующие зависимости моментов внешнего трения \tilde{M}_{fi} , \tilde{M}_{f2} , \tilde{M}_{f3} от скоростей соответствующих масс $\tilde{\omega}_1$, $\tilde{\omega}_2$, $\tilde{\omega}_3$ (при этом каждый из моментов трения в общем случае состоит из моментов сухого и вязкого трения): $\tilde{M}_{fi} = \tilde{M}_{sti} + \tilde{M}_{bit} = k_{fi} (\text{sign} \tilde{\omega}_i + \tilde{\omega}_i)$.

Структурная схема модели системы ДВС – РМ согласно формуле (2) в форме передаточных функций приведена на рис. 1, б. На схеме учтены зазоры в кинематической цепи в виде нелинейных элементов на входах звеньев $1/T_{c12}$, $k_{c12}s$ и $1/T_{c23}$, $k_{c23}s$: упругий момент (\tilde{M}_{12} или \tilde{M}_{23}) и момент внутреннего трения возникают лишь после того, как разность углов ($\tilde{\phi}_1 - \tilde{\phi}_2$ или $\tilde{\phi}_2 - \tilde{\phi}_3$) превысит результирующий зазор ($\pm \tilde{\phi}_{01}$ или $\pm \tilde{\phi}_{02}$). При необходимости линеаризации уравнений (2) в окрестности определенной угловой скорости влиянием зазоров пренебрегают и заменяют координаты их приращениями, считая, что момент M_c не зависит от скорости, а коэффициенты k_{f1} и k_{f2} постоянны.

В большинстве случаев агрегат дизель – рабочая машина (генератор, тормозное устройство, сельскохозяйственные машины и т.п.) с достаточной степенью достоверности может рассматриваться как двухмассовый. При этом момент инерции зубчатых колес 5 и 6 редуктора (рис. 1, а) существенно меньше моментов инерции дизеля и РМ.

Тогда после приведения моментов и углов к двигателю второе уравнение системы (1) примет вид ($J_2 = 0$, $M_{f2} = 0$):

$$\tilde{M}_{12} + b_{12}(\tilde{\phi}_2 - \tilde{\phi}_1) = M_{23} + b_{23}(\tilde{\phi}_2 - \tilde{\phi}_3).$$

Так как M_{12} и M_{23} пропорциональны углам скручивания соответствующих кинематических передач, а моменты внутреннего трения – разности скоростей концов связи, то

$$\begin{aligned} M_{12} &= M_{23} = M_y = c(j_1 - j_3); \\ b_{12}(\tilde{\phi}_2 - \tilde{\phi}_1) &= b_{23}(\tilde{\phi}_2 - \tilde{\phi}_3) = M_{\text{вн.тр}} = b(\tilde{\phi}_1 - \tilde{\phi}_3), \end{aligned}$$

где $c = c_{12}c_{23} / (c_{12} + c_{23})$ и $b = b_{12}b_{23} / (b_{12} + b_{23})$.

Коэффициенты c и b характеризуют эквивалентную жесткость кинематической передачи, связывающей вал двигателя с РМ и внутреннее трение в этой передаче.

Если выходными координатами являются угловые скорости, то для двухмассовой системы уравнения в безразмерных величинах примут вид (рис. 2 с учетом зазора и нелинейной зависимости трения от скорости):

$$\begin{cases} T_{m1} \frac{d\tilde{\omega}_1}{dt} = \tilde{M}_d - \tilde{M}_y - k_c(\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2) - \\ - k_{f1}\tilde{\omega}_1; \\ T_c \frac{d\tilde{M}_y}{dt} = (\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2); \\ T_{m2} \frac{d\tilde{\omega}_2}{dt} = \tilde{M}_y + k_c(\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2) - \\ - \tilde{M}_c - k_{f2}\tilde{\omega}_2, \end{cases} \quad (3)$$

где $k_c = b\omega_6/M_6$; $T_c = M_6/(c\omega_6)$; в уравнениях величины, связанные с РМ (механизмом), имеют индекс 2.

На рис. 3 приведена схема компьютерной модели механической системы ДВС – РМ, построенная согласно уравнениям (3) и рис. 2, при реальных значениях моментов, угловых скоростей и ускорений (без нормировки). На схеме учтены зазоры в кинематической цепи ДВС – РМ в виде нелинейных элементов «зона нечувствительности» M'_c , моменты трения «сухое трение» M''_c и «вязкое трение» $M'''_c = \beta\omega$,

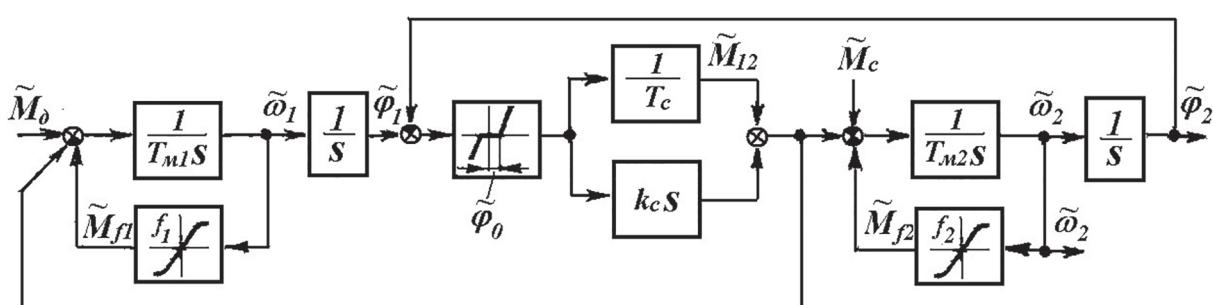


Рис. 2. Структурная схема двухмассовой модели системы двигатель-рабочая машина (механизм): s – дифференциатор; $1/s$ – интегратор; \otimes – сумматор (с зачерненным сектором – вычитающее устройство)

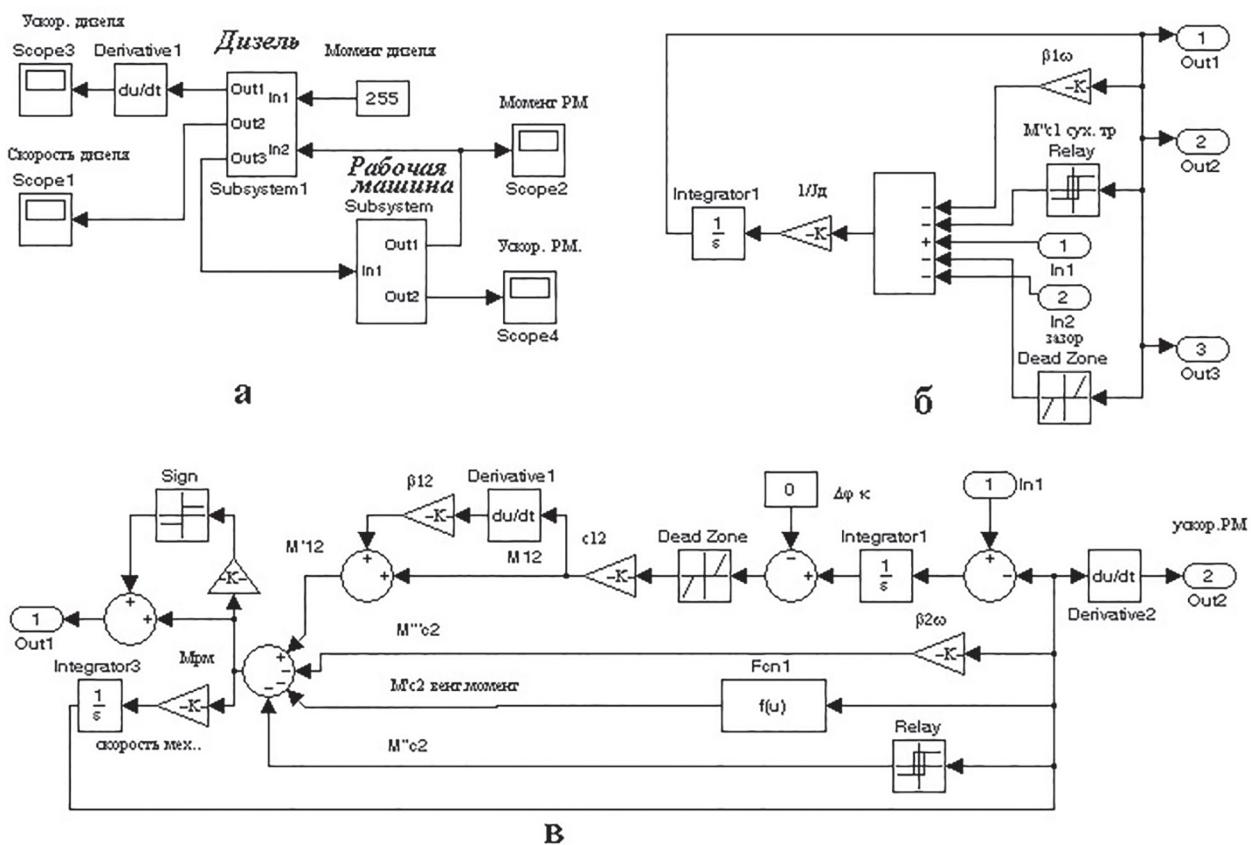


Рис. 3. Компьютерная модель двухмассовой механической системы ДВС – РМ:
а – общая модель; б – субсистема дизеля; в – субсистема РМ

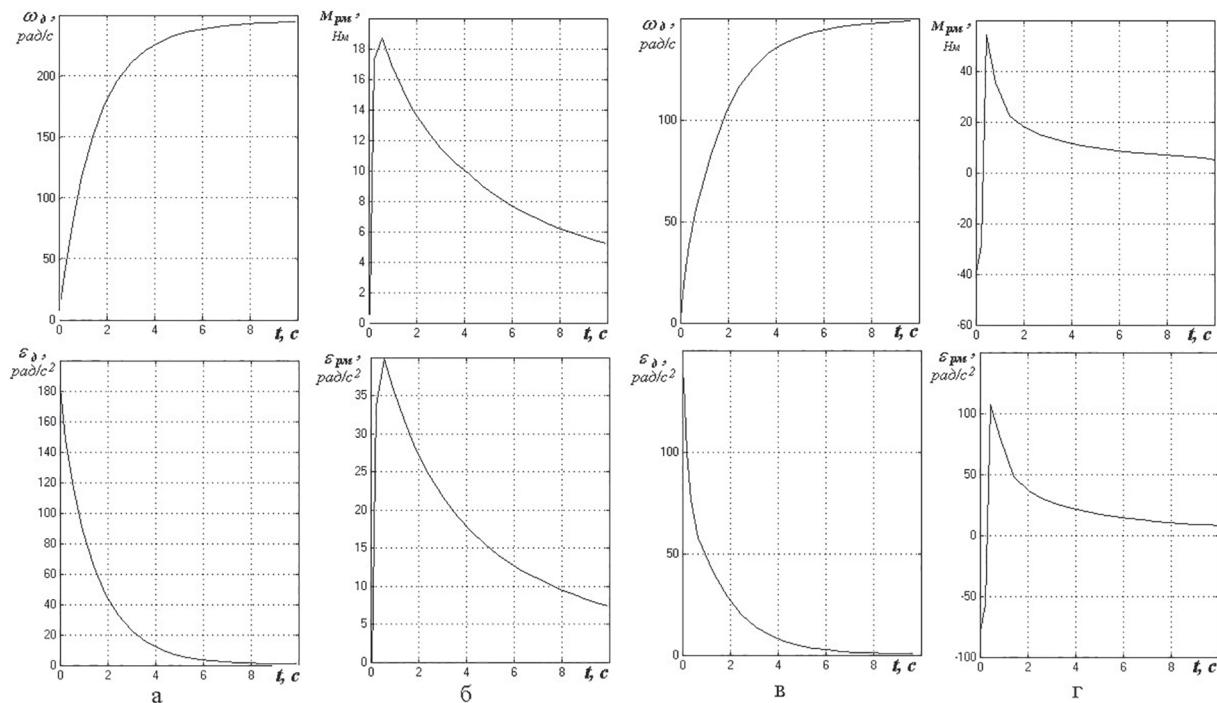


Рис. 4. Графики процессов модели ДВС – РМ:

а – угловых скорости и ускорения ДВС при отсутствии недопустимых нелинейных моментов;
б – момента сопротивления и углового ускорения РМ при отсутствии недопустимых нелинейных моментов;
в – угловых скорости и ускорения ДВС при недопустимом уровне нелинейного момента «сухое трение»
в кинематической цепи ДВС; г – момента сопротивления и углового ускорения РМ при недопустимом
уровне нелинейного момента «сухое трение» в кинематической цепи РМ

вводимые в модели ДВС и РМ; упругий момент с учетом внутреннего момента «вязкое трение» $M'_{12} = M_{12} + \beta_{12}(dM_{12} / dt)$; задан момент сопротивления РМ M'_c в виде вентиляторной характеристики и минимальный зазор $\Delta\varphi_k$ в кинематической цепи. Подобная схема легко может быть преобразована в схему для трехмассовой кинематической цепи. В качестве примера на рис. 4 приведены графики рассчитанных процессов при введении в модель различных нелинейных моментов.

Вводя в компьютерную структурную схему модели системы ДВС – РМ (рис. 3) значения параметров, характерные для конкретной марки ДВС, путем варьирования значений крутящих моментов ДВС и моментов сопротивлений (упругостей, нелинейностей и нагрузки) можно в статическом и динамическом режимах оценить их влияние на угловые скорости и ускорения, а также на техническое состояние ДВС, редуктора и РМ (механизма).

Заключение

Разработанная компьютерная структурная схема может непосредственно использоваться в диагностических комплексах, построенных на базе микропроцессорных систем, микроконтроллеров и микроЭВМ для диагностирования ДВС и рабочих машин в эксплуатационных условиях. Это позволит повысить точность и достоверность диагностирования ДВС и агрегатируемых с ним механизмов и рабочих машин, а также улучшить качество выполнения технологических операций, производимых этими агрегатами.

Литература

- Савченко О.Ф., Добролюбов И.П., Альт В.В., Ольшевский С.Н. Автоматизированные технологические комплексы экспертизы двигателей. Новосибирск: РАСХН, Сиб. отд-ние – СибФТИ, 2006. 272 с.
- Добролюбов И.П. Повышение точности измерения характеристик двигателей внутреннего сгорания // Измерительная техника. 2007. № 2. С. 48–51.
- Добролюбов И.П. Оптимизация алгоритма поиска места отказа в измерительной экспертной системе ДВС // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 3. С. 47–50.
- Добролюбов И.П. Выбор совокупности косвенных диагностических параметров для измерительной экспертной системы ДВС // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 7. С. 51–53.
- Добролюбов И.П. Точныхные и информационные показатели измерительных каналов экспертной системы двигателей // Измерительная техника. 2011. № 6. С. 43–47.
- Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Ольшевский С.Н. Оптимизация обнаружения и измерения параметров ДВС измерительной экспертной системой // Ползуновский вестник. 2011. № 2/2. С. 275–279.
- Добролюбов И.П. Савченко О.Ф., Ольшевский С.Н. Идентификация состояния ДВС измерительной экспертной системой с помощью настраиваемой модели // Энергосбережение – важнейшее условие инновационного развития АПК: материалы междунар. научн.-техн. конф. Минск: БГАТУ, 2011. С. 263–265.
- Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Альт В.В., Ольшевский С.Н. Разработка компьютерной настраиваемой модели двигателя внутреннего сгорания // Вычислительные технологии. 2013. Том 18. № 6. С. 54–61.

References

- Savchenko O.F., Dobrolyubov I.P., Alt' V.V., Ol'shevskij S.N. Avtomatizirovannye tekhnologicheskie kompleksy ekspertizy dvigatelej [Automated technological systems of engine expertise]. Novosibirsk: RASKHN, Sib. otd-nie. SibFTI Publ., 2006. 272 p.
- Dobrolyubov I.P. Improving the accuracy of measuring the characteristics of internal combustion engines. Iz-meritel'naya tekhnika. 2007. No 2, pp. 48–51 (in Russ.).
- Dobrolyubov I.P. Optimization of the failure location search algorithm in the engine metering expert system. Traktory i sel'hozmashiny. 2009. No 3, pp. 47–50 (in Russ.).
- Dobrolyubov I.P. The choice of a set of indirect diagnostic parameters for the measuring expert system of internal combustion engines. Traktory i sel'hozmashiny. 2011. No 7, pp. 51–53 (in Russ.).
- Dobrolyubov I.P. Accuracy and information indicators measuring channels of an expert engine system. Iz-meritel'naya tekhnika. 2011. No 6, pp. 43–47 (in Russ.).
- Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F., Ol'shevskij S.N. Optimization of detection and measurement of parameters of the internal combustion engine measuring expert system. Polzunovskij vestnik. 2011. No 2/2, pp. 275–279 (in Russ.).
- Dobrolyubov I.P. Savchenko O.F., Ol'shevskij S.N. Identification of the state of the internal combustion engine measuring expert system using a custom model. EHnergosberezhenie – vazhnejshee uslovie innovacionnogo razvitiya APK: materialy mezhdunar. nauchn.-tekhn. konf [Energy saving is the most important condition for the innovative development of the agro-industrial complex: materials of the Intern. scientific-tech. conf]. Minsk: BGATU, 2011, pp. 263–265 (in Russ.).
- Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F., Alt' V.V., Ol'shevskij S.N. Development of a computer custom model of an internal combustion engine. Vychislitel'nye tekhnologii. 2013. Vol. 18. No 6, pp. 54–61 (in Russ.).

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ СПИРАЛЬНО-ВИНТОВОГО КАТКА

OPTIMIZATION OF PARAMETERS AND MODES OF OPERATION OF THE SPIRAL-SCREW ROLLER

Г.Г. МАСЛОВ, д.т.н.
Р.О. ЕВГЛЕВСКИЙ
В.В. ЦЫБУЛЕВСКИЙ, к.т.н.

Кубанский государственный аграрный университет
имени И.Т. Трубилина, г. Краснодар, Россия,
evglevsky.roman@yandex.ru

G.G. MASLOV, DSc in Engineering
R.O. EVGLEVSKIJ
V.V. CYBULEVSKIJ, PhD in Engineering

Kuban State Agrarian University, Krasnodar, Russia, evglevsky.
roman@yandex.ru

Методом планирования двухфакторного эксперимента обоснованы оптимальные параметры и режим работы спирально-винтового катка для прикатывания почвы с целью создания ее оптимальной плотности в посевном слое, обеспечивающей дружные всходы высейенных семян культурных растений и их устойчивое развитие. Исследования выполнены с использованием положений теории планирования эксперимента и основных методов измерений, регламентированных нормативной документацией. Количественными факторами математического метода планирования являются конструктивные параметры и режимы работы прикатывающего катка. Для их оптимизации использовали V_k (план), а в качестве критерия оптимизации (отклика) принята плотность почвы в прикатанном слое, которая зависит от величины балластного груза, закрепленного на раме катка, и рабочей скорости движения агрегата. Уровни варьирования факторов выбраны так, чтобы их оптимальные значения, рассчитанные теоретически, попадали в центр интервала варьирования. Используя полученные уравнения регрессии в канонической форме, получили гиперповерхности зависимости плотности почвы в посевном слое от рабочей скорости агрегата и балластного груза, а также зависимости двумерных сечений плотности почвы. Центр эксперимента лежит в пределах области эксперимента. Получено значение оптимальной плотности почвы в посевном слое – 1,25 г/см³ при рабочей скорости агрегата 7,6 км/ч и величины балластного груза 42,4 кг.

Ключевые слова: планирование эксперимента, поверхность отклика, двумерные сечения, центр плана, факторы, уравнение регрессии, плотность почвы.

The method of planning a two-factor experiment substantiates the optimal parameters and operation mode of the spiral-helical roller for compacting the soil in order to create its optimum density in the sowing layer, which ensures friendly shoots of the sown seeds of cultivated plants and their sustainable development. The studies were carried out using the provisions of the experiment planning theory and the main measurement methods written in the regulatory documentation. The quantitative factors of the mathematical planning method are the design parameters and operating modes of the press roller. The V_k (plan) was used for its optimization, and the density of the soil in the rolled layer was taken as the optimization criterion (response), which depends on the size of the ballast weight attached to the frame of the roller and the operating speed of the unit. The levels of variation of the factors are chosen so that their optimal values, calculated theoretically, fall into the center of the interval of variation. Using the obtained regression equations in canonical form, we obtained hypersurfaces of dependence of soil density in the sowing layer on the operating speed of the aggregate and ballast weights, as well as dependencies of two-dimensional sections of soil density. The center of the experiment lies within the scope of the experiment. The value of the optimum density of the soil in the sowing layer of 1,25 g/cm³ at a working speed of the unit of 7,6 km/h and a ballast weight of 42,4 kg was obtained.

Keywords: experiment planning, response surface, two-dimensional sections, center of the plan, factors, regression equation, soil density.

Введение

Развитие современной сельскохозяйственной техники и ее технический уровень тесно связаны с оптимизацией производственных процессов, выполняемых машинами, а также их параметров и режимов работы. Для получения этих значений используют математические методы планирования экспериментов, которые позволяют существенно повышать эффективность экспериментальных исследований и разработок. Планирование эксперимента позволяет более чем в три раза сократить сроки исследований, затраты на их проведение и повысить достоверность полученных результатов.

Цель работы

Оптимизировать методом планирования эксперимента конструктивные и режимные параметры прикатывающего спирально-винтового катка для прикатывания почвы после посева зерновых, колосовых культур. Задача прикатывающего катка – создать оптимальную плотность почвы в посевном слое, чтобы обеспечить благоприятные условия для всходов семян сельхозкультур и последующего развития растений [1]. Предлагаемый нами каток используется в составе многофункционального посевного агрегата, обеспечивая за один проход агрегата внесение удобрений, посев семян и прикатывание [2]. Такое совмещение технологических операций, бесспорно, обеспечит высокую эффективность по сравнению с однооперационными машинами.

Материалы и методы

Для оптимизации конструктивных и режимных параметров прикатывающего спирально-винтового катка использовался метод экспериментального исследования, известный как B_k (план). При этом изучалось влияние двух факторов и фиксировали их значение на оптимальных уровнях. Факторы, интервалы и уровни варьирования представлены в табл. 1.

В качестве критерия оптимизации (отклика) принята плотность почвы в прикатанном слое, которая зависит от балластного груза на

раме катка и рабочей скорости движения агрегата при определенной влажности почвы.

Уровни факторов выбрали таким образом, чтобы оптимальные их значения, рассчитанные теоретически или с учетом существующих ограничений, попадали в центр интервала варьирования.

Максимальным значением первого фактора являлось значение рабочей скорости движения агрегата $V_p = 12 \text{ км/ч}$, минимальным – 4 км/ч , средним – 8 км/ч , что и соответствовало интервалу варьирования скорости в центре плана, равному 4 км/ч .

Максимальным значением второго фактора являлось значение балластного груза на раме катка $G = 60 \text{ кг}$, которое снижалось до минимального – 20 кг ; среднее значение составило 40 кг , что также соответствовало интервалу варьирования в центре плана, равного 20 кг .

Другие конструктивные управляемые факторы прикатывающего катка в работе не использовались, так как они не являются определяющими для качественного прикатывания.

Матрица планирования эксперимента представлена в табл. 2.

Порядок проведения опыта выполнялся согласно таблице случайных чисел. Результаты экспериментальных исследований по определению качественных показателей и оптимизации параметров процесса обрабатывали по известным методикам [3, 4].

Результаты и обсуждения

После математической обработки экспериментальных данных получили следующие уравнения регрессии с действительными коэффициентами:

$$Y = D_0 + D_1 X_1 + D_2 X_2 + D_{12} X_1 X_2 + D_{11} X_1^2 + D_{22} X_2^2, \quad (1)$$

где $D_0 = 0,463$; $D_1 = -0,14$; $D_2 = 0,062$; $D_{12} = 5 \cdot 10^{-4}$; $D_{11} = 7,813 \cdot 10^{-3}$; $D_{22} = 7,75 \cdot 10^{-4}$ – действительные значения коэффициентов уравнения регрессии.

Центр плана: $X_1 = 8 \text{ км/ч}$, а $X_2 = 40 \text{ км/ч}$.

Таблица 1

Факторы, интервалы и уровни варьирования

Факторы	Кодированный интервал	Уровни варьирования	Уровни факторов		
			-1	0	+1
Скорость движения агрегата V , км/ч	x_1	4	4	8	12
Дополнительный груз	x_2	20	20	40	60

Таблица 2

Матрица планирования эксперимента

№ опыта	Факторы				Отклик $P, \text{ г/см}^3$	
	$V_p, \text{ км/ч}$	$G, \text{ кг}$	x_1	x_2		
1	12	60	+1	+1	1,22	ПФЭ
2	4	60	-1	+1	1,11	
3	12	20	+1	-1	0,96	
4	4	20	-1	-1	1,01	
5	12	40	+1	0	1,41	
6	4	40	-1	0	1,36	Звездные точки
7	8	60	0	+1	1,04	
8	8	20	0	-1	0,86	
9	8	40	0	0		Центр плана

После преобразования действительных значений коэффициентов уравнения регрессии в нормализованные, учитывая уравнения перевода, получим:

$$x_1 = \frac{x_1 - x_{o1}}{\Delta_1}; \quad (2)$$

$$x_2 = \frac{x_2 - x_{o2}}{\Delta_2}; \quad (3)$$

нормализованные значения коэффициентов уравнения регрессии будут:

$$\begin{aligned} b_o &= 1,243; b_1 = 0,020; b_2 = 0,080; \\ b_{12} &= 0,040; b_{11} = 0,125; b_{22} = 0,310. \end{aligned}$$

После расчета коэффициентов проверяли гипотезу об их статистической значимости по критерию Стьюдента. Все коэффициенты уравнения регрессии оказались статистически значимыми.

Уравнение регрессии с нормализованными коэффициентами примет вид:

$$\begin{aligned} y &= 1,243 + 0,020x_1 + 0,080x_2 + 0,040x_{12} + \\ &+ 0,125x_1^2 - 0,310x_2^2. \end{aligned} \quad (4)$$

Проверку адекватности полученного уравнения провели по критерию Фишера, сравнивая полученное значение с табличным, оно не превышает его. Дисперсию опыта определили из дополнительно проведенных опытов в центре плана – в количестве пяти.

$$F_p < F_t, 1,065 < 6,04.$$

Для нахождения оптимальных значений исследуемых факторов найдем частные производные уравнения (4) по факторам:

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dx_1} = 0,02 + 0,04x_2 + 0,25x_1 \\ \frac{dy_1}{dx_2} = 0,08 + 0,04x_1 - 0,62x_2. \end{cases} \quad (5)$$

Решая систему линейных уравнений, находим координаты центра поверхности отклика.

$$x_1 = 0,1; x_2 = 0,123.$$

Поверхность изучали с помощью двумерных сечений для более детального представления о поверхности отклика вблизи центра.

Подставляя найденные значения x_1 и x_2 в уравнение (4), определяем значение параметра оптимизации в центре поверхности отклика: $Y_0 = 1,25$.

Угол поворота осей равен 2,63 градуса, т.е. уравнение (4) не имеет парных взаимодействий, а коэффициенты регрессии в канонической форме равны $B_{11} = 0,126$; $B_{22} = -0,311$.

Инварианты: $J_1 = -0,158$; $J_2 = -0,185$.

Уравнение регрессии в канонической форме:

$$Y - 1,25 = 0,126X_1^2 - 0,311X_1^2. \quad (6)$$

Коэффициенты канонического уравнения регрессии имеют разные знаки, поверхность отклика является гиперболическим параболоидом, а центр фигуры называется седлом, или минимаксом.

После подстановки различных значений отклика Y в каноническое уравнение (6) было получено семейство сопряженных изолиний (рис. 1 и 2).

На рис. 3 представлены поверхности отклика в зависимости от скорости движения агрегата и балластного груза, шкалы в натуральных единицах: а) график функции $P = f(G, V_p)$; б) график функции $P = f(V_p, G)$.

Центр эксперимента лежит в пределах области эксперимента.

Оптимальная плотность почвы в семенном ложе при посеве озимой пшеницы будет равна 1,25 при скорости движения агрегата 7,6 км/ч и балластном грузе 42,4 кг.

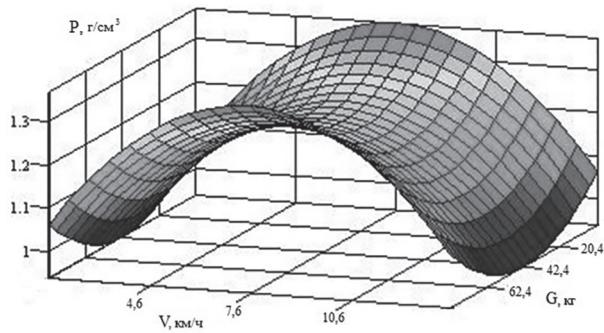


Рис. 1. Поверхность зависимости плотности почвы в посевном слое при прикатывании озимой пшеницы МФА от скорости движения агрегата и балластного груза

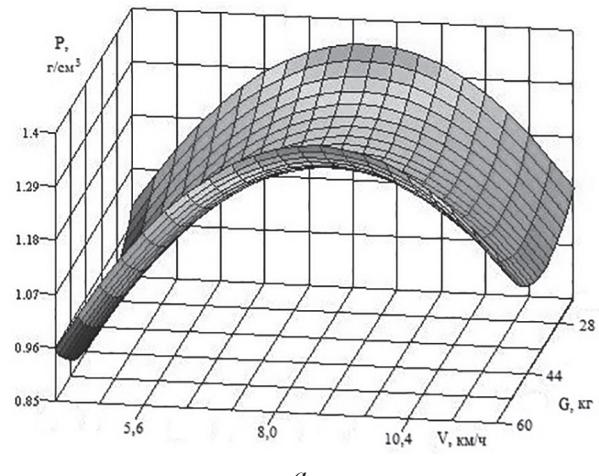
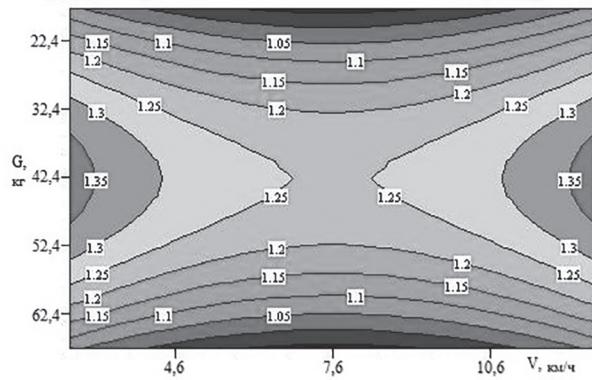
*a*

Рис. 2. Зависимости двумерных сечений плотностных почв в посевном слое при прикатывании озимой пшеницы от скорости движения агрегата и балластного груза

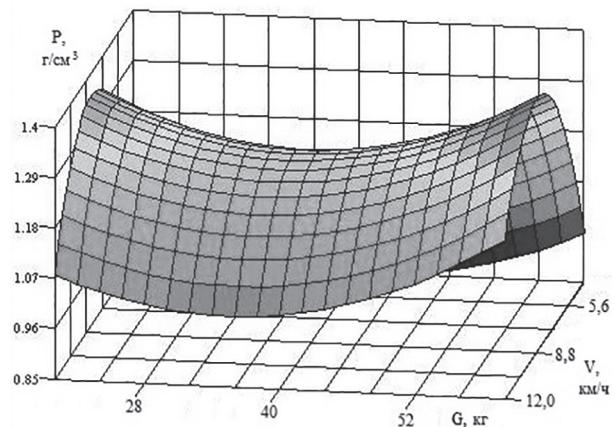
*b*

Рис. 3. Поверхности отклика в зависимости от скорости движения агрегата и балластного груза

Выводы

На основании оптимизации параметров и режимов работы спирально-винтового катка методом планирования двухфакторного эксперимента установлено, что центр эксперимента лежит в пределах области эксперимента; оптимальное значение плотности почвы в посевном слое при прикатывании посевов озимой пшеницы составило $1,25 \text{ g}/\text{cm}^3$ при рабочей скорости движения агрегата $7,6 \text{ km}/\text{ч}$ и балластном грузе на раме прикатывающего катка $42,4 \text{ кг}$.

Литература

- Система земледелия Краснодарского края на агроландшафтной основе. Краснодар, 2018. 352 с.
- Маслов Г.Г., Евглевский Р.О. Энергосберегающий агрегат для посева зерновых колосовых культур // Техника и оборудование для села. 2018. № 12 (258). С. 12–14.

- Налимов В.В., Чернова Н.А., Статистические методы поанирования экстремальных экспериментов. М.: Наука, 1965. 340 с.
- Свид. № 2004612241. План Вк 2-х факторный: программа / Цыбулевский В.В. М.: Роспатент, 2004.

References

- Sistema zemledeliya Krasnodarskogo kraja na agrolandshaftnoj osnove [The system of agriculture on an agro-landscape basis of the Krasnodar Krai]. Krasnodar, 2018. 352 p.
- Maslov G.G., Evglevskij R.O. Energy-saving unit for sowing cereal crops. Tekhnika i oborudovanie dlya sela. 2018. No 12(258), pp. 12–14 (in Russ.).
- Nalimov V.V., Chernova N.A. Statisticheskie metody planirovaniya ekstremal'nyh eksperimentov [Statistical methods for planning extreme experiments]. Moscow: «Nauka» Publ., 1965. 340 p.
- Cybulevskij V.V. Plan Vk 2-h faktornyj: programma [2-factor plan Vk: program]. SVMD. № 2004612241. Moscow: Rospatent Publ., 2004.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СПИРАЛЬНОГО ВАЛЬЦА КАТКА-ЛОЖЕОБРАЗОВАТЕЛЯ МАШИНЫ ДЛЯ УБОРКИ ЛУКА

SUBSTANTIATION OF THE DESIGN AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF THE SPIRAL ROLLER FOR THE ONION HARVESTING MACHINE

А.В. СИБИРЕВ, к.т.н.
А.Г. АКСЕНОВ, к.т.н.

ФГБНУ «Федеральный научный агрогинженерный центр
ВИМ», Москва, Россия, sibirev2011@yandex.ru

A.V. SIBIRYOV, PhD in Engineering
A.G. AKSENOV, PhD in Engineering

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia,
sibirev2011@yandex.ru

Особенностью уборки лука-севка является то, что состав примесей луко-почвенного вороха, поступающего с выкапывающими рабочими органами на сепарирующие, составляют почвенные комки, соизмеримые по размерам с луковицами лука-севка, которые являются трудноотделимыми на щелевых рабочих органах (прутковые элеваторы, грохоты). Данная проблема является наиболее актуальной в первой фазе уборки лука-севка. Кроме того, выделение почвенных комков на щелевых рабочих органах происходит по размерным признакам, что не приводит к решению существующей проблемы – сепарации почвенных комков, соизмеримых по размерам с луковицами лука-севка. Следовательно, для обеспечения качественных показателей уборки лука-севка, а именно полноты отделения луковиц от почвенных примесей, необходимо обеспечить снижение или полнейшее исключение поступления на сепарирующие рабочие органы почвенных комков во второй фазе уборки, т.е. при подборе из валков, что и интенсифицирует предлагаемый каток-ложеобразователь машины для уборки лука. В статье представлена конструкция катка-ложеобразователя машины для уборки лука, интенсифицирующего максимальную полноту сепарации вороха лука от почвенных примесей, в том числе от соизмеримых почвенных комков, во второй фазе уборки лука. Приведены результаты теоретических исследований обоснования конструктивных и технологических параметров катка-ложеобразователя машины для уборки лука.

Ключевые слова: каток-ложеобразователь, машина для уборки лука, конструктивные параметры, технологические параметры, валец спиральный.

The peculiarity of harvesting onion sets is that the composition of the impurities of the onion-soil heap coming from the digging working bodies to the separating working bodies is made up by soil lumps commensurate in size with the onion-seed bulbs, which are difficult to separate at slotted (bar elevators, screens) working bodies. This problem is most relevant in the selection of onion sets from rolls, because together with the bulbs, the separating working bodies receive the soil layer, loosened by the digging working bodies in the first phase of harvesting onion sets, which are the basis of fractional composition and is hardly separable on slotted working bodies. This circumstance is explained by the fact that after the soil is dug together with commercial products, a significant amount of soil lumps, which are difficult to separate on the separating working bodies and lead to damage of root crops and bulbs during their interaction, come to the separating working bodies. In addition, the release of soil lumps on the slit working bodies (rod conveyors and screens) occurs according to dimensional signs and this does not lead to a solution to the existing problem - separation of soil lumps commensurate in size with onion bulbs. Consequently, to ensure quality indicators of harvesting onion sets, namely, the completeness of the separation of bulbs from soil impurities, it is necessary to ensure a reduction or complete exclusion of the receipt of soil lumps on the separating working bodies in the second phase of harvesting, which intensifies the onion harvesting roller. The article presents the design of device for onion harvesting, which intensifies the maximum completeness of separation of onion heaps from soil impurities, including comparable soil lumps during the second phase of onion harvesting. The results of theoretical studies of the device for onion harvesting based on the design and technological parameters are given.

Keywords: scraper bar roller, onion harvesting machine, design parameters, technological parameters, spiral shaft.

Введение

Анализ современного состояния способов и технических средств, способствующих снижению содержания почвенных примесей в товарной продукции лука-севка показал, что разработка научно-обоснованных технических решений, способствующих снижению содержания почвенных примесей при уборке лука требует в первую очередь дополнительных теоретических и практических исследований по воздействию рабочих органов и факторов, влияющих на полноту отделения почвенных комков при уборке лука-севка как в первой, так и во второй фазах.

Цель исследований

Обоснование оптимальных конструктивных и технологических параметров катка-ложеобразователя машины для уборки лука с целью интенсификации сепарации лука-севка от соизмеримых почвенных комков в результате снижения поступления почвенных комков на сепарирующие рабочие органы совместно с луковицами лука-севка во второй фазе его уборки, т.е. при подборе из валков.

Материалы и методы

В ФГБНУ ФНАЦ ВИМ разработан каток-ложеобразователь [3] лукоуборочной машины, способствующий снижению поступления совместно с луковицами лука-севка почвенных комков на сепарирующие рабочие органы во второй фазе уборки, т.е. при подборе из валков, и интенсификации сепарации в целом [4].

Каток-ложеобразователь (рис. 1) включает раму 1, цилиндрический валец 2, сужающий лоток 3 и образователь валка 4, сепарирующий элеватор 5, под которым на раме 1 установлен спиральный валец 6 с периферийно расположенной вдоль всей его длины спиральной поверхностью, имеющей форму поперечного сечения в виде сегмента 7, лоток 8 схода примесей, редукторы 9 и 10 регулировки частоты вращения катков и цепной передачи 11.

Каток-ложеобразователь работает следующим образом.

При вращательно-поступательном движении спирального вальца 6 по полю он своей цилиндрической поверхностью уплотняет почву до оптимального значения, а выступами в виде сегмента 7, расположенными на поверхности спирального вальца 6 симметрично относительно поперечной оси, создает вол-

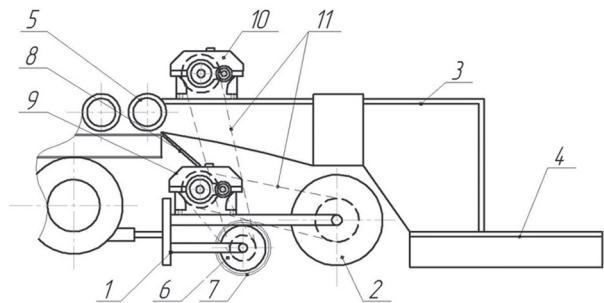


Рис. 1. Схема катка-ложеобразователя лукоуборочной машины:

1 – рама; 2 – валец спиральный; 3 – лоток сужающий; 4 – образователь валка; 5 – сепаратор роликовый; 6 – валец спиральный; 7 – сегмент; 8 – лоток схода примесей; 9, 10 – редукторы; 11 – передача цепная

новой рельеф на поверхности почвы. Спирали 7 вальца 6 образуют впадину на поверхности поля, причем за счет того, что начало и конец каждого выступа сегмента 7 находятся на одной образующей спирального вальца 6 и совпадают с серединой следующего за ним выступа, каток перемещается равномерно, не смешает почву и не оказывает на нее ударное воздействие. Гладкий цилиндрический валец 2, установленный за спиральным вальцом 6, уплотняет и образует ограничительные валики, расположенные по краям убранной поверхности поля.

Таким образом, ложе, сформированное катком-ложеобразователем, препятствует раскатыванию луковиц и образуется из рыхлой отсепарированной мелкокомковатой почвы без уплотнения, что исключает последующее поступление или максимальное снижение поступления почвенных комков на сепарирующие органы машины при подборе луковиц из валка и, как следствие, обеспечивает снижение содержания почвенных и растительных примесей, а также травмирование лука-севка при его подборе из валков путем формирования ложа под валок регулируемой плотности, обеспечивающего дозаривание продукта на его поверхности.

Результаты и обсуждение

Для обеспечения качественно подготовленного ложа под валок лука-севка необходимо, чтобы спиральный валец катка-ложеобразователя производил измельчение почвенных комков до размеров меньше минимального диаметра стандартной фракции луковицы для

того, чтобы происходила очистка луковиц на сепарирующих рабочих органах от мелких почвенных примесей (т.к. приемно-подкапывающая часть лукоуборочной машины совместно с луковицами производит подбор почвенных комков, которые являются трудноотделимыми из-за соизмеримых размеров со стандартными луковицами).

Исходя из сказанного следует, что максимальный диаметр d_{Kmax} комка почвы должен быть меньше минимального диаметра D_{Jlmin} стандартной фракции лука-севка, т.е. [5–8]:

$$d_{\text{Kmax}} \leq D_{\text{Jlmin}}, \quad (1)$$

где d_{Kmax} – максимальный диаметр комка почвы, м.

Минимальный диаметр $d_{\text{сп}}$ спирали вальца катка-ложеобразователя определяется исходя из величины максимального размера почвенного комка, образующегося после подкапывания лемехом лукоуборочной машины пласта почвы, а также обеспечения защемления комка почвы между спиралью и барабаном вальца катка-ложеобразователя [3]:

$$d_{\text{сп}} \geq \frac{d_{\text{Kmax}} \cdot \cos \varphi}{(1 - \cos \varphi)}. \quad (2)$$

Данное условие выполнится тогда, когда комки почвы после прохода спирального вальца катка-ложеобразователя будут составлять одну фракцию, так как агротехническими требованиями качество измельчения почвы оценивается по ее фракционному составу.

Рассмотрим геометрические размеры комков почвы, измельчаемые спиральным вальцом катка-ложеобразователя (рис. 2).

Ширина и высота комка почвы M и N зависит от толщины взрыхленного слоя почвы и ширины захвата $B_{\text{сп}}$ спирального вальца катка-ложеобразователя.

Следовательно, для того чтобы комки почвы M и N составляли одну фракцию, необходимо обеспечить равенство их максимальной толщины.

Для этого комок почвы ($M+N$), ограниченный двумя траекториями – спиралей и барабаном спирального вальца, необходимо так разделить в продольном сечении траектории спиралей, чтобы в взрыхленном слое почвы максимальная толщина комка почвы F – (δ_{max}^M) равнялась максимальной толщине комка почвы G – (δ_{max}^N).

Предположим, что равенство:

$$\delta_{\text{max}}^M = \delta_{\text{max}}^N \quad (3)$$

выполняется при разделении пополам $\delta_{\text{max}}^{(M+N)}$ траектории спирали вальца.

Величина $R_{\text{сп}}$ должна быть такой, чтобы точки соприкосновения $R_{\text{Бсп}}$ и $R_{\text{сп}}$ с поверхностью взрыхленного слоя почвы в продольно-вертикальной плоскости располагались на расстоянии:

$$S_M = S_N = \frac{2\pi \cdot R_{\text{Бсп}}}{\varrho \lambda}, \quad (4)$$

где ϱ – угол между витками спирали вальца катка-ложеобразователя, град; λ – кинематический показатель спирального вальца катка-ложеобразователя:

$$\lambda = \frac{v_0}{v_d}, \quad (5)$$

где v_0 – окружная скорость спирали вальца катка-ложеобразователя, м/с; v_d – поступательная скорость движения лукоуборочной машины, м/с.

В координатах отрезок S_F параллелен оси абсцисс, поэтому расстояние от оси ординат до точки d должно быть больше расстояния от оси ординат до точки с на величину S_M :

$$L_d = L_c + \frac{2\pi \cdot R_{\text{Бсп}}}{\varrho \lambda}. \quad (6)$$

Величина L_c определяется суммой проекции на ось абсцисс отрезка $R_{\text{Бсп}}$ и поступательного перемещения барабана спирального

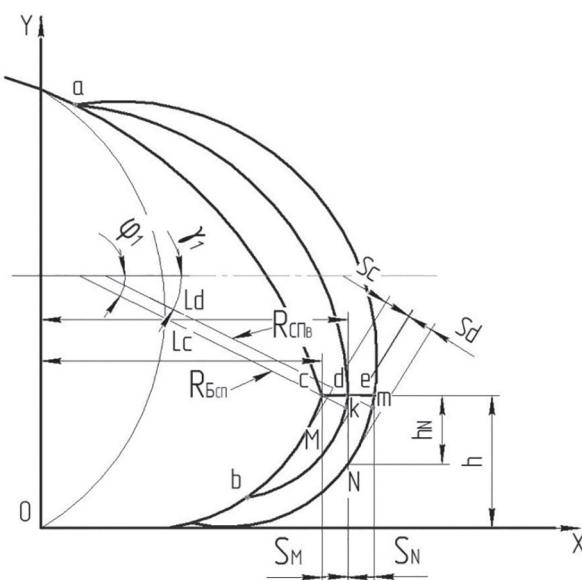


Рис. 2. Схема для определения диаметра спирали спирального вальца катка-ложеобразователя лукоуборочной машины

вальца катка-ложеобразователя за время поворота $R_{Б_{СП}}$ до соприкосновения с почвой, т.е. на угол φ_1 :

$$L_c = \frac{\varphi_1 \cdot R_{Б_{СП}}}{\lambda} + R_{Б_{СП}} \cdot \cos \varphi_1. \quad (7)$$

Угол φ_1 поворота $R_{СП_B}$ до соприкосновения с поверхностью взрыхленного слоя:

$$L_d = L_c + \frac{2\pi \cdot R_{Б_{СП}}}{\varrho \lambda}, \quad (6)$$

где γ_1 – угол входа спирального вальца катка-ложеобразователя в почву, град.

Поэтому величина L_d определяется суммой проекции на ось абсцисс отрезка $R_{СП_B}$ и поступательного перемещения спирального вальца катка-ложеобразователя за время поворота на угол φ_1 :

$$\varphi_1 = (\alpha + \gamma_1); \quad (9)$$

$$L_d = \frac{(\alpha + \gamma_1) R_{Б_{СП}}}{\lambda} + R_{СП_B} \cdot \cos \gamma_1. \quad (10)$$

Подставляя (7) и (10) в уравнение (6), получаем:

$$\frac{(\alpha + \gamma_1) R_{Б_{СП}}}{\lambda} + R_{СП_B} \cdot \cos \gamma_1 = \frac{\varphi_1 \cdot R_{Б_{СП}}}{\lambda} + \\ + R_{Б_{СП}} \cdot \cos \varphi_1 + \frac{2\pi \cdot R_{Б_{СП}}}{\varrho \lambda}. \quad (11)$$

Из выражения (11) выразим угол γ_1 . Для этого определим расстояние от оси абсцисс до точек d и c , а также приравняем их, откуда:

$$\gamma_1 = \arcsin \left(\frac{\sin \varphi_1}{R_{СП_B} / R_{Б_{СП}}} \right). \quad (12)$$

Подставив (12) в формулу (11) имеем:

$$\frac{\pi / \varrho - \varphi_1 + \arcsin \left(\frac{\sin \varphi_1}{R_{СП_B} / R_{Б_{СП}}} \right)}{\cos \varphi_1 - \sqrt{\left(R_{СП_B} / R_{Б_{СП}} \right)^2 - \sin^2 \varphi_1}} = \lambda. \quad (13)$$

Выражение (13) имеет смысл при

$$R_{СП_B} / R_{Б_{СП}} > \sin \varphi_1. \quad (14)$$

Ширина захвата $B_{СП_B}$ спирального вальца катка-ложеобразователя (рис. 3) определяется технологической шириной подкапывающего устройства B_K , которая в свою очередь зависит от технологической схемы посева лука,

ширины просеивающего транспортера B_T и расстояния между щитками, сужающими ворох, который сходит с сепарирующего рабочего органа лукоуборочной машины.

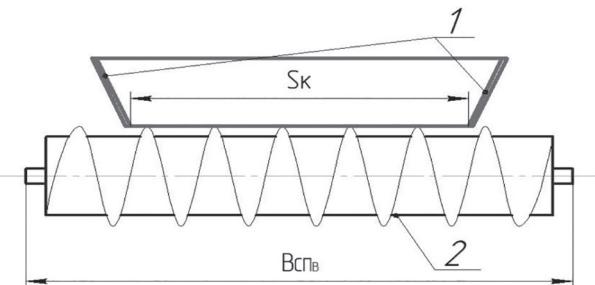


Рис. 3. Схема к определению ширины спирального вальца:

1 – щитки сужающие; 2 – спиральный валец

Так как последним фактором, влияющим на ширину образующегося валка, исходя из технологического процесса уборки лука, является расстояние S_K между сужающими щитками 1, то ширина захвата $B_{СП_B}$ спирального вальца 2 катка-ложеобразователя должна удовлетворять неравенству:

$$B_{СП_B} \geq S_K. \quad (15)$$

Образование рыхлого почвенного слоя происходит в результате крошения и измельчения комков почвы после извлечения луковиц из почвы лемехами лукоуборочной машины. Интенсификации процесса измельчения комков почвы катком-ложеобразователем лукоуборочной машины способствует спиральная навивка на катке. Для определения шага $t_{СП}$ навивки спирали и угла Σ наклона ее к горизонтальной оси ОО катка рассмотрим силы, действующие на комок почвы. На комок почвы К действует сила воздействия спирали (рис. 4), которую можно разложить на две составляющие – нормальную F_N и тангенциальную F_t .

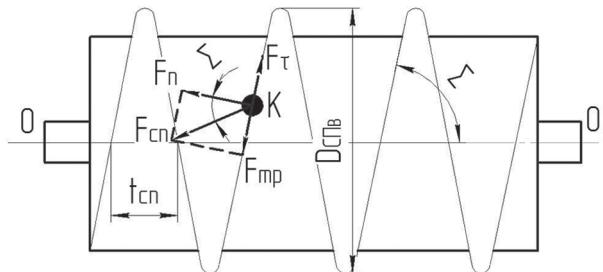


Рис. 4. Схема сил, действующих на комок почвы спирального вальца

Перемещение комка почвы по поверхности спирали осуществляется при условии:

$$F_{\tau} \geq F_{TP}, \quad (16)$$

где F_{TP} – сила трения комка почвы по поверхности спирали, Н.

Определим силу трения:

$$F_{TP} = F_N \cdot \operatorname{tg}\phi_{\Pi}, \quad (17)$$

где ϕ_{Π} – угол трения комков почвы о поверхность спирали, град.

Определим F_{τ} касательную составляющую силы F_{SP} :

$$F_{\tau} = F_N \cdot \operatorname{tg}\Sigma. \quad (18)$$

С учетом формул (17) и (18) условие (16) запишется в виде:

$$\operatorname{tg}\Sigma \geq \operatorname{tg}\phi_{\Pi}. \quad (19)$$

Таким образом, угол Σ наклона спирали к горизонтальной оси ОО должен быть больше угла ϕ_{Π} трения комков почвы о поверхность спирали.

Исходя из теории расчета конструктивных параметров шнековых машин имеем:

$$t_{SP} = \operatorname{tg}\Sigma \cdot \pi \cdot D_{SP_B}, \quad (20)$$

где D_{SP_B} – диаметр спирального вальца, м.

Кроме того известно, что для предотвращения сгруживания почвы спиральным вальцом катка-ложеобразователя диаметр D_{SP_B} вальца должен определяться:

$$D_{SP_B} = d_{K_{max}} \cdot \operatorname{ctg}^2(\varphi_1 + \phi_{\Pi}), \quad (21)$$

где $d_{K_{max}}$ – максимальный диаметр комка почвы, м; φ_1 – угол внутреннего трения комков почвы, град.

С учетом формулы (21) выражение, определяющее шаг спирали, запишется в виде:

$$t_{SP} = \operatorname{tg}\Sigma \cdot \pi [d_{K_{max}} \cdot \operatorname{ctg}^2(\varphi_1 + \phi_{\Pi})]. \quad (22)$$

В связи с тем что каток-ложеобразователь машины для уборки лука-севка выполняет технологический процесс работы поточно с лукоуборочной машиной при значении поступательной v_d скорости ее движения в пределах 2,8...5,6 км/ч, то при известном диапазоне значений $\lambda = 6...9$ кинематического показателя спирального вальца, исходя из результатов более ранних исследований работы ротационных почвообрабатывающих машин для пропашных культур, обеспечивающих качественное измельчение взрыхленного почвенного

пласта, определим частоту n_{SP_B} вращения спирального вальца катка-ложеобразователя.

Известно, что

$$\lambda = \frac{v_0}{v_d} = \frac{\omega_{SP_B} \cdot R_{SP_B}}{v_d}, \quad (23)$$

исходя из того, что

$$\omega_{SP_B} = \frac{\pi \cdot n_{SP_B}}{30}, \quad (24)$$

где n_{SP_B} – частота вращения спирального вальца катка-ложеобразователя, об/мин.

После подстановки выражения (24) в выражение (23) получаем:

$$n_{SP_B} = \frac{30nv_d n\lambda}{\pi nR_{SP_B}}. \quad (25)$$

Выводы

Теоретические исследования катка-ложеобразователя машины для уборки лука-севка позволили получить зависимости для определения диаметра (2) и шага (22) спирали, а также ширины (15) захвата, кинематического показателя (23) и частоты вращения (25) спирального вальца катка-ложеобразователя.

На основании проведенных теоретических исследований был изготовлен каток-ложеобразователь, который проходил исследования в лабораторных и полевых условиях по обоснованию оптимальных конструктивных и технологических параметров.

В результате проведения экспериментальных исследований было установлено, что полнота сепарации вороха лука-севка после его подбора с поверхности ложа, образованного катком-ложеобразователем, на оптимальных режимах составляет 98...99 % при повреждениях до 1,0 %, что соответствует существующим рекомендациям на уборку корнеплодов и лука.

Литература

- Хвостов В.А., Рейнгарт Э.С. Машины для уборки корнеплодов и лука. М., 1995. 391 с.
- Лобачевский Я.П., Емельянов П.А., Аксенов А.Г., Сибирев А.В. Машинная технология производства лука. М: ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 2016. 168 с.
- Каток-ложеобразователь лукоуборочной машины: пат. № 2601060 Россия: МПК A01 C11/02 / А.Г. Аксенов, А.В. Сибирев, С.Б. Прямов, М.А. Мосяков; заяв. 13.10.2015; опубл. 27.10.2016, Бюл. № 11.

4. Машина для уборки лука-севка: пат. 2585481 Россия: МПК A01 D17/00 / А.Г. Аксенов, С.А. Прямов, А.В. Сибирев; заяв. 24.06.2015; опубл. 27.05.2016, Бюл. № 15.
5. Протасов А.А. Совершенствование технологических процессов и технических средств для уборки лука: дис. ... докт. техн. наук. Саратов, 2005. 355 с.
6. Ларюшин А.М. Энергосберегающие технологии и технические средства для уборки лука: дис. ... докт. техн. наук. Пенза, 2010. 426 с.
7. Максимов Л.М. Создание и обоснование параметров малогабаритных модульных корнеクラブноуборочных машин роторного типа: дис. ... докт. техн. наук. М., 1996. 426 с.
8. Мударисов, С.Г. Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования технологического процесса: дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01; ЧГАУ. Челябинск, 2007. 351 с.

References

1. Hvostov V.A., Rejngart EH.S. Mashiny dlya uborki korneplodov i luka [Machines for harvesting root crops and onions]. Moscow: 1995. 391 p.
2. Lobachevskij YA.P., Emel'yanov P.A., Aksenov A.G., Sibiryov A.V. Mashinnaya tekhnologiya proizvodstva luka [Onion production technology]. Moscow: FGBNU FNAC VIM Publ., 2016. 168 p.
3. Patent No 2601060 Rossiya, MPK A01 D17/00. Mashina dlya uborki luka-sevka [Seed onion cleaning machine]. A.G. Aksenov, A.V. Sibiryov, S.A. Pryamov, M.A. Pramov. No 2601060; Zayav. 13.10.2015; Opubl. 27.10.2016, Byul. No 11.
4. Patent No 2585481 Rossiya, MPK A01 D17/00. Mashina dlya uborki luka-sevka [Seed onion cleaning machine]. A.G. Aksenov, S.A. Pryamov, A.V. Sibiryov. No 2585481; Zayav. 24.06.2015; Opubl. 27.05.2016, Byul. № 15.
5. Protasov, A.A. Sovershenstvovanie tekhnologicheskikh processov i tekhnicheskikh sredstv dlya uborki luka: dis. ... d-ra. tekhn. nauk [Improvement of technological processes and technical means for cleaning onions: dissertation for degree of Dr.Eng.]. Saratov, 2005. 355 p.
6. Laryushin, A.M. EHnergosberegayushchie tekhnologii i tekhnicheskie sredstva dlya uborki luka: diss. ... d-ra. tekhn. nauk [Energy-saving technologies and technical means for cleaning onions: dissertation for degree of Dr.Eng.]. Penza, 2010. 426 p.
7. Maksimov L.M. Sozdanie i obosnovanie parametrov malogabaritnyh modul'nyh korneklubneborochnyh mashin rotornogo tipa: diss. ... doktora tekhn. nauk [Creation and justification of parameters of compact rotary harvesting machines: dissertation for degree of Dr.Eng.]: L.M. Maksimov. Moscow, 1996. 426 p.
8. Mudarisov, S.G. Povyshenie kachestva obrabotki pochvy putem sovershenstvovaniya rabochih organov mashin na osnove modelirovaniya tekhnologicheskogo processa: diss. ... doktora tekhn. nauk [Improving the quality of tillage by improving the working bodies of machines based on the simulation of the technological process: dissertation for degree of Dr.Eng.]: 05.20.01. S.G. Mudarisov: CHGAU. Chelyabinsk, 2007. 351 p.

Работа выполнена при государственной поддержке молодых российских ученых – кандидатов наук МК – 4002.2018.8.

ТОРМОЗНАЯ СИЛА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

BRAKE FORCE OF TRACKED VEHICLES

В.И. КОПОТИЛОВ, к.т.н.

Тюменское высшее военно-инженерное командное училище, г. Тюмень, Россия, vikopotilov@mail.ru

V.I. KOPOTILOV, PhD in Engineering

Tyumen High Military Engineering Command School, Tyumen, Russia, vikopotilov@mail.ru

Принято считать, что замедление и остановку машины вызывают силы сцепления ее гусениц с грунтовой поверхностью. Однако силовой анализ показывает, что, хотя эти силы при торможении и играют важную роль, непосредственно причиной замедления машины являются продольные составляющие внутренних сил, прикладываемых к валам затормаживаемых ведущих колес машины и передних опорных катков гусеничного движителя. Сумма этих продольных усилий, направленных против хода движения гусеничной машины, и составляет тормозную силу гусеничной машины. При этом величина этой суммарной тормозной силы в конечном счете определяется отношением тормозного момента, развиваемого силами трения, к радиусу ведущих колес, с которыми сопряжены тормозные устройства.

Поскольку при торможении гусеничной машины продольная реакция уравновешена, то она не может быть непосредственной причиной замедления машины, т.е. ее тормозной силой. К тому же, продольная реакция, приложенная к нижней неподвижной части гусеницы, не совершает механическую работу и не может поглощать кинетическую энергию движущейся машины. Такую работу совершает внутренняя тормозная сила P_{top} , развивающая при торможении отрицательную (тормозную) мощность. Выясняется, что при торможении продольная реакция нужна вовсе не для того, чтобы вызывать замедление, а для того чтобы она, будучи внешней силой, уравновешивала часть внутренних сил гусеничной машины. В результате ее действия неуравновешенная часть внутренних сил образует внутреннюю тормозную силу, которая непосредственно вызывает замедление и остановку машины. При этом продольная реакция опорной поверхности, без которой невозможно образование внутренней тормозной силы, ограничивает как нижнее, так и верхнее значение последней, а сами эти силы численно равны.

Тот факт, что тормозная сила гусеничной машины, как и ее сила тяги, является внутренней силой, совсем не противоречит теоремам о движении центра масс или изменении количества движения механической системы, которые справедливы только для изолированных механических систем, не имеющих источника активных внутренних сил.

Ключевые слова: гусеничная машина, ведущее колесо, опорный каток, гусеница, тормозной момент, тормозная сила, продольная реакция, опорная поверхность.

It is commonly supposed that the slowing down and stopping of vehicle is caused by adhesion of its tracks to the dirt surface. However, force analysis shows that, although these forces play an important role during braking, the longitudinal components of the internal forces applied to the shafts of the vehicle's braked drive wheels and the front support rollers of the tracked propulsion are directly responsible for its deceleration. The sum of these longitudinal forces directed against the motion of the tracked vehicle constitutes the braking force of the tracked vehicle. The value of this total braking force is ultimately determined by the ratio of the braking torque developed by the friction forces to the radius of the drive wheels with which the braking devices are coupled.

Since when braking a tracked vehicle, the longitudinal reaction is balanced, it cannot be the direct cause of the deceleration of the vehicle, i.e. its braking force. In addition, the longitudinal reaction applied to the lower fixed part of the track does not perform mechanical work and cannot absorb the kinetic energy of a moving vehicle. This work is performed by the internal braking force P_{top} , which develops negative (braking) power during braking. It turns out that during braking, the longitudinal reaction is needed not at all to cause a slowdown, but as an external force, to balance some of the internal forces of the tracked vehicle. As a result of its action, the unbalanced part of the internal forces forms the internal braking force, which directly causes the machine to slow down and stop. In this case, the longitudinal reaction of the supporting surface, without which the formation of an internal braking force is not possible, limits both the lower and upper values of the latter, and these forces themselves are numerically equal. The fact that the braking force of a tracked vehicle, like its traction force, is an internal force, does not contradict theorems on the movement of the center of mass or the change in the amount of motion of a mechanical system, which are valid only for isolated mechanical systems that do not have a source of active internal forces.

Keywords: tracked vehicle, drive wheel, track roller, track, braking torque, braking force, longitudinal reaction, bearing surface.

Введение

Замедление и остановку гусеничной машины обеспечивает ее тормозная система, которая создает искусственное сопротивление движению, т.е. тормозную силу.

Несмотря на важную роль тормозной силы, представления о ней в литературе по гусеничным машинам крайне скучны и, к сожалению, не совсем верны. Практически считается, что замедление и остановку машины вызывает сила сцепления ее гусениц с грунтовой поверхностью [1, 2]. Такой взгляд на тормозную силу, на первый взгляд, кажется вполне очевидным, хотя и не подкрепляется соответствующим теоретическим обоснованием.

Цель исследования

Аналитическое обоснование понятия тормозной силы гусеничной машины.

Результаты исследования и их обсуждение

Силовой анализ процесса торможения гусеничной машины показывает, что непосредственно причиной ее замедления и остановки является вовсе не продольная реакция грунта, хотя она и играет при торможении важную роль.

Чтобы разобраться в том, какая именно сила в действительности тормозит гусеничную машину, рассмотрим процесс ее торможения.

У гусеничной машины для торможения и остановки предусматривается, как правило, два остановочных тормоза, сопряженных с ведущими колесами. Схема расположения тормозов в случае привода ведущих колес посредством бортовых фрикционов приведена на рис. 1.

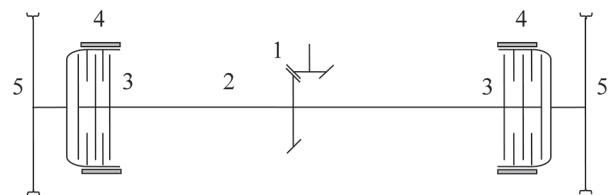


Рис. 1. Схема привода ведущих колес:
1 – главная передача; 2 - вал привода;
3 – фрикционная муфта; 4 – тормоз;
5 – ведущее колесо машины

Основу каждого из них составляет обычно тормозной шкив, цилиндрическую поверхность которого охватывает стальная согнутая по дуге окружности лента, к внутренней поверхности которой прикреплены фрикцион-

ные накладки. Ленточные тормоза гусеничной машины самозатягивающиеся, плавающего типа. При торможении лента прижимается к поверхности тормозного шкива, и на его поверхности образуются силы трения, которые создают тормозной момент (M_t). Этот момент воспринимает ведущее колесо машины, взаимодействующее с гусеницей, в результате чего на последнюю передается соответствующее продольное усилие.

Рассмотрим механизм образования силы, непосредственно вызывающей замедление гусеничной машины, т.е. тормозной силы.

Примем, что гусеничная машина имеет заднее расположение ведущих колес и тормозных механизмов.

При торможении силы трения образуют силовую пару, которая характеризуется моментом трения M_t , т.е. тормозным моментом, который передается ведущему колесу машины. Представим эту пару в виде двух сосредоточенных сил \vec{F}_O и \vec{F}_A (рис. 2).

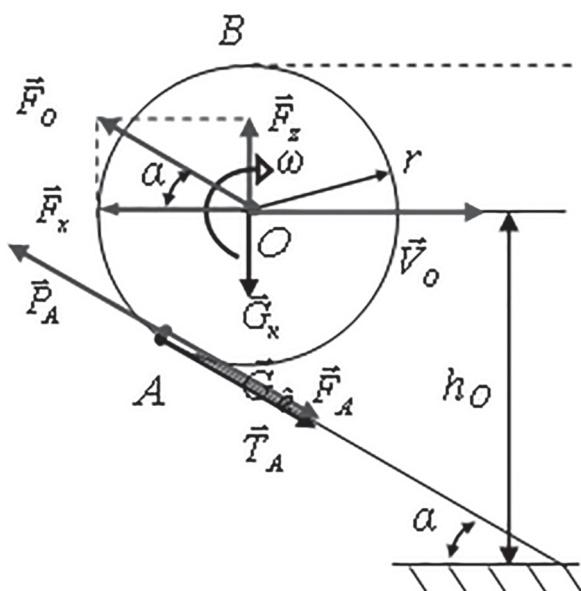


Рис. 2. Схема сил, прикладываемых к колесу гусеничного движителя

Так как плечо этой пары равно радиусу r колеса, то численное значение каждой силы:

$$F_O = F_A = \frac{M_t}{r}. \quad (1)$$

Одна из сил пары (\vec{F}_O) прикладывается к оси O колеса, а другая (\vec{F}_A) к точке A , находящейся на расстоянии r от оси его вращения (рис. 2). Последняя сила передается гусенице

в виде силы \vec{O}_A , которая прижимает ее дугообразный участок AB к колесу и натягивает верхнюю часть гусеницы. В ответ на действие силы \vec{O}_A гусеница создает аналогичную по величине реакцию \vec{P}_A ($P_A = T_A$), которая прикладывается к колесу. В результате окружная сила \vec{F}_A колеса оказывается уравновешенной реакцией \vec{P}_A гусеницы ($\vec{F}_A + \vec{P}_A = 0$).

Вторую силу пары, т.е. силу \vec{F}_O , приложенную к оси колеса, разложим на две составляющие \vec{F}_x и \vec{F}_z .

Вертикальная составляющая \vec{F}_z численно равна $F_z = F_O \cdot \sin \alpha$, стремится сместить колесо вверх, но ее действие уравновешивается суммарной силой (\vec{G}_k) тяжести самого колеса и частью силы тяжести корпуса самой машины ($\vec{G}_k + \vec{F}_z = 0$).

Горизонтальная составляющая \vec{F}_x , численно равная

$$F_x = F_O \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

тормозит движение вала колеса в продольном направлении и воспринимается корпусом гусеничной машины в виде силы \vec{F}'_x . Так как вектор этой продольной силы направлен против хода гусеничной машины, то сила \vec{F}'_x вызывает ее замедление.

Однако продольная сила \vec{F}'_x – это не единственная сила, замедляющая ход машины. Другой силой, тормозящей гусеничную машину, является продольное усилие, воспринимаемое передним опорным катком движителя. Рассмотрим, как оно при этом образуется.

Опорная часть гусеницы, взаимодействующая с грунтовой поверхностью вследствие силы натяжения \vec{O}_A , созданного тормозящим колесом, стремится вытянуть гусеницу из-под опорных катков движителя, которые прижимают ее всей тяжестью машины. Однако, грунтовая поверхность, взаимодействуя с траками гусеницы, создает продольную (\vec{R}_x) реакцию (рис. 3), которая, являясь силой сцепления гусеницы с опорной поверхностью, препятствует этому. Поэтому участок гусеницы, непосредственно примыкающий к переднему опорному катку I , в процессе торможения машины испытывает действие трех сил: \vec{R}_x , \vec{O}_d и \vec{Q}' (рис. 3). При этом сила \vec{O}_d представляет собой усилие, передаваемое верхней частью гусеницы вследствие приложения к ней силы \vec{O}_A на другом конце гусеницы (рис. 2).

Две первые из выше указанных сил, т.е. \vec{R}_x и \vec{O}_d , складываясь, определяют силу \vec{Q} давле-

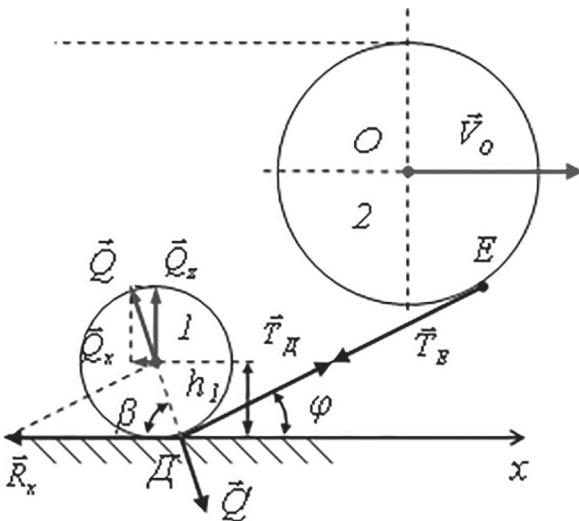


Рис. 3. Силы, прикладываемые к переднему катку гусеничной машины

ния гусеницы на каток (на рис. 3 она смешена от точки D по линии действия в центр катка), который в ответ и создает реакцию \vec{Q}' , прикладываемую к гусенице в точке D .

Величину силы \vec{Q} определим из уравнения равновесия трех указанных сил, действующих на рассматриваемый участок гусеницы, в проекции на продольную координатную ось x :

$$-R_x + Q' \cos \beta + T_d \cos \varphi = 0. \quad (3)$$

Учитывая, что $R_x = T_d = T_E = T_A = F_A = F_O$, получаем, что

$$Q' = \frac{F_O \cdot (1 - \cos \varphi)}{\cos \beta}. \quad (4)$$

Сила \vec{Q} создает продольное усилие \vec{Q}_x , численно равное $Q_x = Q \cdot \cos \beta$. Так как $Q = Q'$, а сила Q' выражается формулой (4), то получаем, что

$$Q_x = F_O \cdot (1 - \cos \varphi). \quad (5)$$

Эта продольная сила, как и сила F_x , прикладываемая к тормозящему колесу, также передается на корпус, направлена против хода гусеничной машины и вызывает ее замедление.

Складывая (5) и (2), получаем выражение значения суммарной продольной силы, тормозящей гусеничную машину:

$$P_{\text{топ}} = Q_x + F_x = F_O \cdot (1 + \cos \alpha - \cos \varphi). \quad (6)$$

Если углы свеса двух участков гусеницы, примыкающих к тормозному и направляющему колесу машины, одинаковы ($\alpha = \varphi$), то $P_{\text{топ}} = F_O$.

При этом геометрическая точка приложения вектора тормозной силы \vec{P}_{top} располагается на высоте

$$h(\vec{P}_{\text{top}}) = \frac{h_0 F_x + h_1 Q_x}{P_{\text{top}}} \quad (7)$$

от нижней (опорной) части гусеницы.

Если же углы свеса неодинаковы ($\alpha \neq \phi$), то к двум указанным выше продольным силам \vec{Q}_x и \vec{F}_x , вызывающим замедление машины, добавляется еще одна сила сопротивления, которая через колеса машины передается на корпус и обусловлена разницей продольных составляющих двух сил \vec{O}_E и \vec{O}_A , приложенных к верхней части гусеницы:

$$\begin{aligned} \Delta T_x &= T_E \cdot \cos \phi - T_A \cdot \cos \alpha = \\ &= F_O \cdot (\cos \phi - \cos \alpha). \end{aligned} \quad (8)$$

Если же учесть это продольное усилие, то оказывается, что величина тормозной силы P_{top} машины все равно равна F_O . Действительно,

$$\begin{aligned} P_{\text{top}} &= Q_x + F_x + \Delta T_x = F_O (1 + \cos \alpha - \cos \phi) + \\ &+ F_O (\cos \phi - \cos \alpha) = F_O. \end{aligned} \quad (9)$$

Таким образом, можно констатировать, что тормозная сила гусеничной машины не зависит от соотношения углов переднего и заднего свеса гусеницы и численно равна силе F_O .

Так как $F_O = M_t / r$, то численное значение суммарной тормозной силы гусеничной машины:

$$P_{\text{top}} = \frac{M_t}{r}. \quad (10)$$

При служебном (умеренном) торможении численное значение этой тормозной силы регулирует водитель, который, задавая соответствующее значение сил трения в тормозном механизме, определяет фактическую величину тормозного момента M_t .

Рассмотрим теперь величину продольной реакции \vec{R}_x , воспринимаемой гусеницей при торможении, и ее роль в процессе образования тормозной силы.

Из уравнения (3) имеем:

$$R_f = Q' \cdot \cos \beta + T_D \cos \alpha. \quad (11)$$

Так как $T_D = F_O$, а усилие Q' выражается формулой (4), то нетрудно установить, что продольная реакция опорной поверхности численно равна тормозной силе:

$$R_x = F_O = P_{\text{top}} = M_t / r. \quad (12)$$

Поскольку при торможении гусеничной машины продольная реакция уравновешена силами \vec{O}_D и \vec{Q}' ($\vec{R}_x + \vec{O}_D + \vec{Q}' = 0$), то \vec{R}_x , естественно, не может быть непосредственной причиной замедления машины, т.е. ее тормозной силой. К тому же, продольная реакция \vec{R}_x , приложенная к нижней неподвижной части гусеницы ($\vec{V}_r^H = 0$), не совершаet механическую работу

$$A = \vec{R}_x \cdot \vec{V}_r^H = -R_x \cdot V_r^H = -R_x \cdot 0 = 0$$

и не может поглотить кинетическую энергию движущейся машины. Такую работу совершаet внутренняя тормозная сила P_{top} , развивающая при торможении тормозную (отрицательную) мощность $N_{\text{top}} = -P_{\text{top}} \cdot V_O$.

Это означает, что при торможении продольная реакция \vec{R}_x нужна вовсе не для того чтобы вызывать соответствующее замедление, а для того чтобы она, будучи внешней силой, нарушила уравновешенность совокупности внутренних сил гусеничной машины. В результате ее действия часть внутренних сил, а именно продольные силы \vec{Q}_x , \vec{F}_x и $\vec{\Delta O}_x$, и образуют внутреннюю тормозную силу, которая непосредственно вызывает замедление и остановку гусеничной машины.

Такая роль продольной реакции позволяет ей выступать в роли силового фактора, ограничивающего диапазон реализации величины тормозной силы и проявляется в следующем.

Если продольная реакция \vec{R}_x по каким-либо причинам исчезает ($\vec{R}_x = 0$), например при отрыве гусеницы от опорной поверхности, то одновременно исчезает и тормозная сила.

Если реакция опорной поверхности \vec{R}_x достигает своего предела по сцеплению $R_x^{\max} = G \cdot \varphi$, и гусеничная машина при экстренном торможении переходит в скольжение, то это вызывает соответствующее ограничение величины ее тормозной силы и, как следствие, развивающегося замедления. В том случае, когда колеса и гусеницы заблокированы, гусеничная машина может рассматриваться как одно простое тело, совершающее скольжение по опорной поверхности с ускорением $j = g \cdot \varphi_x$ (где φ_x – величина коэффициента продольного сцепления гусениц с грунтом).

Заключение

В заключение отметим: тот факт, что тормозная сила гусеничной машины, как и ее сила тяги [3], является внутренней силой, совсем

не противоречит теоремам о движении центра масс или изменении количества движения механической системы, которые справедливы только для изолированных механических систем, не имеющих источника активных внутренних сил.

Литература

1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1968. 396 с.
2. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория / под ред. проф. В.П. Бойкова. Минск: Новое знание; М.: Инфра-М, 2012. 543 с.
3. Копотилов В.И. Сила тяги гусеничной машины // Вестник машиностроения, 2017, № 6. С. 3–7.

References

4. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin [Fundamentals of the theory of transport tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1968. 396 p.
5. Mnogocelevye gusenichnye i kolyosnye mashiny. Teoriya [Multipurpose tracked and wheeled vehicles]. Pod red. prof. V.P. Bojkova. Minsk: Novoe znanie; Moscow: Infra-M Publ., 2012. 543 p.
6. Kopotilov V.I. Traction of caterpillar vehicle. Vestnik mashinostroeniya, 2017, No 6, pp. 3–7 (in Russ.).

ОСОБЕННОСТИ СПЕКТРОВ НАГРУЗОК НА АГРЕГАТЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН АПК В ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХ ПРИ ЗАПАЗДЫВАНИИ ВНЕШНИЙ ВОЗДЕЙСТВИЙ

FEATURES OF THE SPECTRA OF LOADS ON THE UNITS OF MOBILE AGRICULTURAL MACHINES IN THE FIELD WHEN DELAY IN EXTERNAL INFLUENCES

С.А. ПАРТКО¹, к.т.н.
Л.М. ГРОШЕВ¹, д.т.н.
А.Н. СИРОТЕНКО¹, к.т.н.
С.А. ВОЙНАШ²

¹ ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», Зерноград, Россия

² Рубцовский индустриальный институт (филиал)
ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», Рубцовск, Россия
parlana@rambler.ru

S.A. PARTKO¹, PhD in Engineering
L.M. GROSHEV¹, DSc in Engineering
A.N. SIROTENKO¹, PhD in Engineering
S.A. VOJNASH²

¹ Don State Technical University, Zernograd, Russia

² Rubtsovsk Industrial Institute (Branch) of Polzunov Altai State Technical University, Rubtsovsk, Russia, parlana@rambler.ru

Проблема выбора колебательных параметров мобильных зерноуборочных комбайнов приводит к разработке динамических моделей, обеспечивающих нормальное функционирование машин, а также к рассмотрению этих параметров в вероятностном аспекте и, следовательно, к оценке их рассеивания. Основным видом воздействий являются воздействия, создаваемые неровностью пути мобильной машины и изменением физико-механических характеристик почвы. Подобные задачи решаются с достаточной для практики точностью в линейной постановке.

В статье внешние воздействия в многомерных динамических системах представлены в матричной форме. Использование матриц спектральных плотностей при вычислении статистических характеристик при наличии взаимных связей приводит к необходимости вычислять элементы как главных, так и побочных диагоналей, что, в свою очередь, ведет к усложнению расчетов. Учет корреляционных связей между воздействиями определяет вид матрицы спектральных плотностей внешних воздействий. При вычислении статистических характеристик учет связей приводит к усложнению расчетов. Поэтому целесообразно матрицу внешних воздействий привести к диагональному виду, чтобы получить матрицы некоррелированных воздействий.

Проведенные расчеты спектральных плотностей и интенсивности колебаний для мобильных машин агропромышленного комплекса различными методами позволили установить, что одинаковые результаты получаются только для машин со слабыми функциональными связями при движении по микропрофилю поля, создающего некоррелированное внешнее воздействие. Даны рекомендации по практическому использованию расчетных формул.

Ключевые слова: матрица спектральных плотностей, некоррелированные внешние воздействия, обратная матрица, присоединенная матрица, запаздывание воздействий, параметры распределения нагрузок.

The problem of choosing the oscillatory parameters of mobile combine harvesters leads to the development of dynamic models that ensure the normal functioning of machines, as well as to consider these parameters in the probabilistic aspect and, consequently, to assess their dispersion. The main type of impact is the impact created by the unevenness of the path of the mobile machine and the change in the physical and mechanical characteristics of the soil. Such problems are solved with sufficient accuracy for practice in the linear formulation.

In the article, external influences in multidimensional dynamic systems are presented in matrix form. Matrix of spectral densities when calculation of statistical characteristics in the presence of mutual relationships lead to the need to calculate the elements of both the main and secondary diagonals, which leads to the complication of calculations. Calculation of correlations between impacts determines the form of the matrix of spectral densities of external influences. When calculating statistical characteristics, relations taken into account lead to a complication of calculations. Therefore, it is advisable to bring the matrix of external influences to a diagonal form in order to obtain matrices of uncorrelated influences.

The calculations of the spectral densities and vibrational intensities for mobile machines of the agro-industrial complex made it possible to establish that the same results are obtained only for vehicles with weak functional connections, when moving along a field micro profile creating an uncorrelated external influence. Recommendations on the practical use of calculation formulas are given.

Keywords: spectral density matrix, uncorrelated external effects, inverse matrix, adjoint matrix, delay effects, load sharing options.

Введение

При расчете динамических многомерных систем используется специальная программа [1] для ЭВМ для оценки колебаний машин агропромышленного комплекса. Программа применяется при расчете на плавность хода зерноуборочных комбайнов, расчете прочности деталей [2], оценке условий труда механизатора, выборе колебательных параметров [3, 4]. Она требует выбора динамической модели [5, 6] и конструктивных параметров машины и ее агрегатов, а также определения или назначения массово-геометрических и упруго-диссипативных характеристик системы [7].

Цель исследования

Анализ спектров нагрузок на агрегаты мобильных машин АПК в полевых условиях при запаздывании внешний воздействий.

Методы и средства проведения исследований

В общем случае внешние воздействия на машину АПК рассматриваются в виде системы с «*n*» функциями $q_1(t) \dots q_n(t)$, которые являются процессами изменения микронеровностей пути или изменения твердости почвы.

Наиболее простое статистическое описание внешних воздействий представляется, если они допускают стохастические ортогональные представления:

$$q_i(t) = m[q_i(t)] + \int_{-\infty}^{\infty} Q_i(\omega) \cdot \varphi_i(t, \omega) d\omega,$$

где $Q_i(\omega)$ – система случайных функций ω ; $\varphi_i(t, \omega)$ – система неслучайных функций t и параметра ω ; $m[q_i(t)]$ – математическое ожидание.

В дальнейшем полагаем, что $m[q_i(t)] = 0$.

Мобильные машины АПК в большинстве случаев – это системы с запаздыванием воздействий. Воздействия, характеризующие неровности микрорельефа поля или твердости почвы, являются однотипными и могут быть сдвинуты во времени t_0 . Кроме того, на образование корреляционных связей между воздействиями (угол поперечного наклона ψ и высота h) влияет конструкция машины (передний или задний ведущие колеса). С учетом этого матрица спектральных плотностей внешних воздействий представляется в виде [8]:

$$S_q(\omega, j\omega) = \begin{vmatrix} S_h(\omega) & S_h(\omega)e^{-j\omega t_0} & c_{13}S_{h\psi}(j\omega) \\ S_h(\omega)e^{j\omega t_0} & S_h(\omega) & c_{23}S_{h\psi}(j\omega) \\ c_{31}S_{\psi h}(j\omega) & c_{32}S_{\psi h}(j\omega) & S_\psi(\omega) \end{vmatrix}, \quad (1)$$

где $c_{13} = t$; $c_{23} = e^{-j\omega t_0}$; $c_{31} = 1$; $c_{32} = e^{j\omega t_0}$ – для машин с передними ведущими колесами, $c_{13} = e^{-j\omega t_0}$; $c_{23} = 1$; $c_{31} = e^{j\omega t_0}$; $c_{32} = 1$ – для машин с задними ведущими колесами.

Поскольку при вычислении статистических характеристик наличие взаимных связей приводит к усложнению расчетов, приведем матрицы к диагональному виду, чтобы получить матрицы некоррелированных внешних воздействий. Характеристическая матрица типа

$$S_q(\omega, j\omega) - \lambda(j\omega) \cdot E,$$

где λ – характеристическая функция; E – единичная матрица.

Матрица (1) приводится к виду:

$$S_q(\omega, j\omega) - \lambda(j\omega) \cdot E = \begin{vmatrix} S_h(\omega) - \lambda(j\omega) & S_h(\omega)e^{-j\omega t_0} & c_{13}S_{h\psi}(j\omega) \\ S_h(\omega)e^{j\omega t_0} & S_h(\omega) - \lambda(j\omega) & c_{23}S_{h\psi}(j\omega) \\ c_{31}S_{\psi h}(j\omega) & c_{32}S_{\psi h}(j\omega) & S_\psi(\omega) - \lambda(j\omega) \end{vmatrix}. \quad (2)$$

Характеристическое уравнение представляется как:

$$a\lambda^3(j\omega) + b\lambda^2(j\omega) + c\lambda(j\omega) + d = 0. \quad (3)$$

Характеристические функции $\lambda_1(j\omega)$, $\lambda_2(j\omega)$, $\lambda_3(j\omega)$ вычислялись при помощи формул Кардано [9].

Из решения уравнения (3) определялись координаты собственных векторов $\lambda_i(j\omega)$ при $i = 1, 2, 3$ производимых линейных произведений матрицы (2).

По координатам векторов были составлены матрицы перехода к новому базису:

$$T(j\omega) = \begin{vmatrix} \eta_{11} & \eta_{21} & \eta_{31} \\ \eta_{12} & \eta_{22} & \eta_{32} \\ \eta_{13} & \eta_{23} & \eta_{33} \end{vmatrix} \quad (4)$$

и обратная матрица:

$$T^{-1}(j\omega) = \frac{\tilde{T}(j\omega)}{|T(j\omega)|}, \quad (5)$$

где $\tilde{T}(j\omega)$ – присоединенная матрица; $|T(j\omega)|$ – определитель матрицы.

Искомая матрица была определена как:

$$S_d(j\omega) = T^{-1}(j\omega) \cdot S_q(\omega, j\omega) \cdot T(j\omega) = diag \|S_1(j\omega) \cdot S_2(j\omega) \cdot S_3(j\omega)\|, \quad (6)$$

где S_1 , S_2 , S_3 – спектральные плотности некоррелированных воздействий, являющиеся функциями комплексного переменного.

Решение плоской задачи нахождения диагональной матрицы (6) упрощается. При этом внешние воздействия, не приведенные к диагональному виду, имеют вид:

$$S_q(\omega, j\omega) = \begin{vmatrix} S_h(\omega) & S_h(\omega)e^{-j\omega t_0} \\ S_h(\omega)e^{j\omega t_0} & S_h(\omega) \end{vmatrix}, \quad (7)$$

тогда характеристическая матрица равна:

$$\begin{aligned} S_q(\omega, j\omega) - \lambda(\omega) \cdot E = \\ = \begin{vmatrix} S_h(\omega) - \lambda(\omega) & S_h(\omega)e^{-j\omega t_0} \\ S_h(\omega)e^{j\omega t_0} & S_h(\omega) - \lambda(\omega) \end{vmatrix}, \end{aligned} \quad (8)$$

а характеристическое уравнение:

$$\lambda^2(\omega) - 2S_h(\omega) \cdot \lambda = 0, \quad (9)$$

откуда корни $\lambda_1(\omega) = 0, \lambda_2(\omega) = 2S_h(\omega)$.

А система уравнений для определения координат собственных векторов при $\lambda_1(\omega) = 0$ имеет вид:

$$S_h(\omega)\eta_{11}(j\omega) + S_h(\omega)e^{-j\omega t_0} \cdot \eta_{12}(j\omega) = 0. \quad (10)$$

Задавшись $\eta_{11} = e^{-j\omega t_0}$, находим $\eta_{12}(j\omega) = 1$.

При $\lambda_2(\omega) = 2S_h(\omega)$ рассмотренная система равна:

$$\begin{cases} -S_h(\omega) \cdot \eta_{21}(j\omega) + S_h(\omega)e^{-j\omega t_0} \cdot \eta_{22}(j\omega) = 0 \\ S_h(\omega)^{j\omega t_0} \cdot \eta_{21}(j\omega) + S_h(\omega) \cdot \eta_{21}(j\omega) = 0, \end{cases} \quad (11)$$

а матрица перехода к новому базису имеет вид:

$$T_1(j\omega) = \begin{vmatrix} e^{-j\omega t_0} & e^{j\omega t_0} \\ -1 & e^{2j\omega t_0} \end{vmatrix}. \quad (12)$$

Из выражения (8) было найдено:

$$S_1(j\omega) = S_h(\omega) \cdot (1 + e^{-j\omega t_0}) = 0,$$

$$S_2(j\omega) = S_h(\omega) \cdot (1 + e^{j\omega t_0}) = 0. \quad (13)$$

Если предположить, что продольный и поперечный микропрофиль являются некоррелированными случайными процессами, то можно представить третий элемент диагональной матрицы как $S_z(\omega)$.

Тогда матрица (13) имеет вид:

$$S_d(j\omega) = diag \left\| S_h(\omega) \cdot (1 + e^{-j\omega t_0}); \right. \\ \left. S_h(\omega) \cdot (1 + e^{j\omega t_0}); S_\psi(\omega) \right\|. \quad (14)$$

При вычислении спектральных плотностей колебаний были использованы матрицы (1), (14), а также формулы, не учитывающие корреляционные связи между воздействиями:

$$S_z(\omega) = S_h(\omega) [\Phi_{11}^2(\omega) + \Phi_{12}^2(\omega)] = 0. \quad (15)$$

Результаты исследований и их обсуждение

На рис. 1 представлены графики спектральных плотностей вертикальных ускорений передней части молотилки зернокомбайна «Нива», из которых установлено, что ширина спектра зависит от динамических параметров машины. У зернокомбайнов, имеющих близкие частоты собственных колебаний передней и задней части молотилки, спектры можно отнести к узкополосным (см. рис. 1). Кроме того, здесь сказывается запаздывание воздействий от ходовых и управляемых колес в виде появления периодических составляющих.

О результатах расчета различными методами можно судить также по рис. 2, где пред-

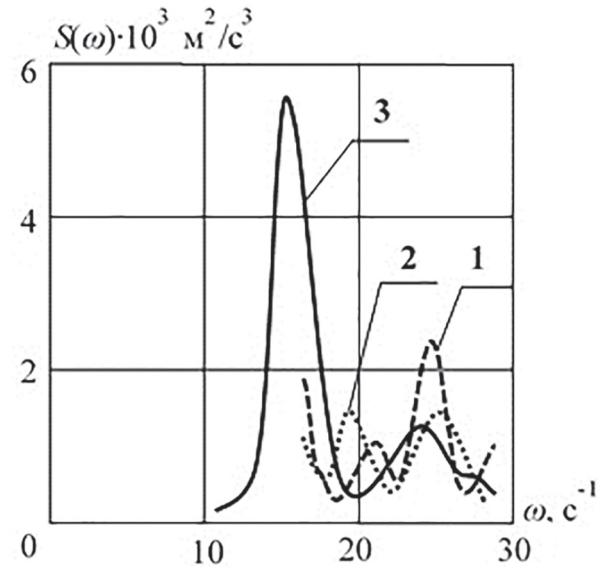


Рис. 1. Спектральные скорости колебаний при использовании по выражениям:

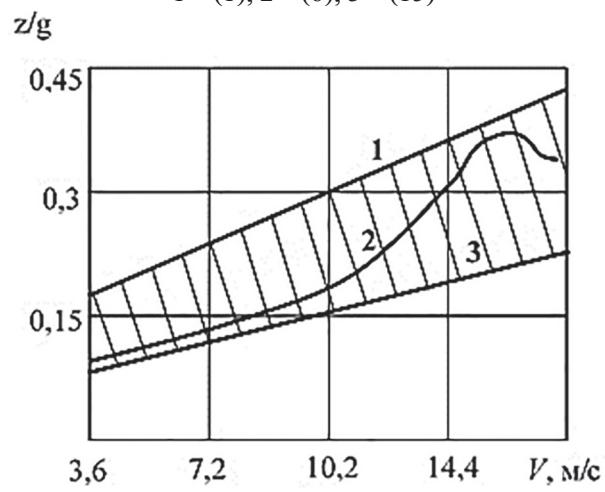


Рис. 2. Графики интенсивности колебаний при движении по микропрофилю с различным составом неровностей:

1 и 3 – вдоль борозды; 2 – поперек борозды поля

ставлены графики интенсивности колебаний, вычисленные с использованием матриц (1), (6), (15). Из графиков видно, что результаты расчетов влияют на характер внешних воздействий и наличие функциональных связей в машине.

Однаковые результаты при использовании различных методов расчетов получаются только для машин со слабыми функциональными связями при движении по микропрофилю поля, создающего некоррелированное внешнее воздействие.

Инженерные оценки динамики зернокомбайнов производились путем вычисления дисперсий:

$$W_{ke} = \frac{1}{\pi} \int_{\omega_1}^{\omega_2} S_{ke}(\omega) \cdot d\omega, \quad (16)$$

где ω_1, ω_2 – граничные частоты основной части спектра.

Результаты расчетов по формуле (16) представлены на рис. 3 также в виде графиков интенсивности колебаний.

Среднеквадратические колебания представлены в виде графиков перегрузок \ddot{z}/g . Как видно, при движении машины по микропрофилям с различным спектральным составом неровностей интенсивность колебаний изменяется. В некоторых случаях существуют резонансные скорости движения при $V \approx 10-15$ м/с. Графики, представленные на рис. 2, 3, позволили также оценить рассеивание характеристик выходных переменных (нагрузок на агрегаты). На графиках заштрихованные области иллюстрируют рассеивание колебаний и позволяют оценить коэффициенты вариации $V(z)$. В таблице приводятся соответствующие параметры при средних скоростях движения машин.

Сравнение результатов расчетов по формулам (1), (6), (15) показаны на рис. 2 и 3. Из графиков видно, что погрешность вычисления перегрузок зависит от динамических параметров машин и спектров воздействий.

Выводы

Для практических расчетов допустимо использование формул (1), (6), (15). Использование формулы (6) также допустимо, кроме случаев, когда расчеты ведутся для машин, движущихся по дорогам с низкочастотным спектральным составом неровностей, у машин с низким значением коэффициентов связи колебаний ходовой и управляемой части молотилки.

Литература

1. Расчет случайных колебаний корпуса зерноуборочного комбайна класса «Дон» / Грошев Л.М., Партко С.А., Луконин А.Ю.: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ

Таблица

Параметры распределения нагрузок в агрегатах мобильных машин АПК

Тип машины	Агрофон	Скорость движения	\ddot{z}/g	V_z
СК – 5, «Нива»	стерня	0,83	0,35	0,06
	дорога	0,6	0,85	0,085
МТА Трактор К-700А, тележка 2 ПГС-4	стерня	3,8	0,45	0,095
	дорога	8,3	0,53	0,01
МТА Трактор Т-150А, комбайн ККУ-7В	стерня	1,2	0,35	0,015
	дорога	3,6	0,4	0,015
МТА Трактор Т-150А, плуг ПР-2,7	пашня	0,75	0,35	0,05

- № 2012614015 – № 2012611617; заявл. 07.03.2012; зарег. 28.04.2012.
2. Грошев Л.М., Партко С.А., Дьяченко А.Г. Повышение работоспособности бортового редуктора комбайна серии «Дон» // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: сб.ст. VII Междунар. науч.-практ. конференции, в рамках 17-й Междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2014». Ростов н/Д., 2014. С. 89–90.
 3. Партко С.А. Оптимизация колебательных параметров ходовой системы уборочного комбайна // Вестник Донского государственного технического университета. 2008. Т. 8. № 2 (37). С. 141–144.
 4. Грошев Л.М., Партко С.А., Сиротенко А.Н. Влияние продольно-угловых колебаний молотилки зерноуборочного комбайна на плавность хода жатки // Вестник Донского государственного технического университета. 2017. Т. 17. № 2 (89). С. 131–135.
 5. Партко С.А. Разработка методики повышения работоспособности ходовой системы зерноуборочного комбайна за счет улучшения ее динамических свойств: дис. ... канд., техн. наук: 05.02.13. – машины, агрегаты и процессы (по отраслям АПК); ДГТУ. Ростов н/Д, 2012. 155 с.
 6. Грошев Л.М., Партко С.А., Сиротенко А.Н. Применение методов математического моделирования при исследовании динамики корпусов мобильных сельскохозяйственных машин // Научное обозрение. 2016. № 23. С. 92–95.
 7. Грошев Л.М., Партко С.А. Влияние вариации массово-геометрических и упруго-диссипативных характеристик мобильного агрегата на его динамическую нагруженность // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: сб.ст. X Междунар. юбилейной науч.-практ. конференции в рамках 20-й Междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2017». Ростов н/Д., 2017. С. 39–41.
 8. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. М.: Наука, 1971. 575 с.
 9. Химмельблau Д. Анализ процессов статистическими методами. М.: Мир, 1973. 957 с.

References

1. Groshev L.M., Partko S.A., Lukonin A.YU. Raschet sluchajnyh kolebanij korpusa zernouborochnogo kom-bajna klassa «Don» [Calculation of random fluctuations in the case of a combine harvester of the «Don» class]. Svi-detel'stvo o gosudarstvennoj registracii programmy dlya EHVM No 2012614015 – No 2012611617; zayavl. 7.03.2012 g.; zareg. 28.04.2012 g.
2. Groshev L.M., Partko S.A., D'yachenko A.G. Improving the performance of the onboard gearbox combine harvester of the «Don» series. Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skohozyajstvennogo mashinostroeniya: sb.st. VII Mezhdunar. nauch.-prakt. konferencii, v ramkah 17-j Mezhdunar. agroprom. vystavki «Interagromash-2014» [State and prospects of development of agricultural engineering: Collection of articles of VII International scientific and practical conference in the framework of 17th International Agroindustrial exhibition «Interagromash】. Rostov n/D., 2014, pp. 89–90 (in Russ.).
3. Partko S.A. Optimization of vibrational parameters of undercarriage of harvester. Vestnik Donskogo gosudarstven-nogo tekhnicheskogo universiteta. 2008. Vol. 8. No 2(37), pp. 141–144 (in Russ.).
4. Groshev L.M., Partko S.A., Sirotenko A.N. The influence of longitudinal – angular oscillations of the thresher of a combine harvester on the smoothness of header movement. Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2017. Vol. 17. No 2 (89), pp. 131–135 (in Russ.).
5. Partko S.A. Razrabotka metodiki povysheniya rabotosposobnosti hodovoj sistemy zernouborochnogo kom-bajna za schet uluchsheniya ee dinamicheskikh svojstv: dis... kand., tekhn. nauk [Development of methods to improve the performance of the chassis of the combine harvester by improving its dynamic properties: Dissertation for degree of Ph.D. (Engineering)]: 05.02.13. – mashiny, agregaty i processy (po otrazlyam APK), DGTU, Rostov n/D, 2012, 155 p.
6. Groshev L.M., Partko S.A., Sirotenko A.N. Application of methods of mathematical modeling in the study of the dynamics of bodies of mobile agricultural vehicles. Nauchnoe obozrenie. 2016. No 23, pp. 92–95 (in Russ.).
7. Groshev L.M., Partko S.A. The effect of variation of mass-geometric and elastic-dissipative characteristics of a mo-bile unit on its dynamic loading. Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skohozyajstvennogo mashinostroeniya: sb.st. X Mezhdunar. yubilejnoj nauch.-prakt. konferencii v ramkah 20-j Mezhdunar. agroprom. vystavki «Interagromash-2017» [The state and prospects of development of agricultural engineering: Collection of articles of International jubilee scientific and practical conference in the framework 20th International Agroindustrial exhibition «Interagro-mash】. Rostov n/D., 2017, pp. 39–41 (in Russ.).
8. Kamke EH. Spravochnik po obyknovennym differen-cial'nym uravneniyam [Handbook of ordinary differential equations]. Moscow: Nauka Publ., 1971. 575 p.
9. Himmel'blau D. Analiz processov statisticheski-mi metodami [Analysis of processes by statistical methods]. Mos-cow: Mir Publ., 1973. 957 p.

РЕГУЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРОПУСКОМ ПОДАЧ ТОПЛИВА

REGULATION OF TRACTOR DIESEL ENGINE OPERATION MODES BY MISSING FUEL DISTRIBUTION

В.И. ПОТАПОВ¹Э.М. ГАЙСИН¹, к.т.н.Р.Р. ГАЛИУЛЛИН¹, д.т.н.А.С. РОЖКОВ², к.т.н.¹ Башкирский государственный аграрный университет, Уфа, Россия² Калининградский филиал Санкт-Петербургского государственного аграрного университета, Калининград, Россия, gaisin@inbox.ruV.I. POTAPOV¹E.M. GAJSIN¹, PhD in EngineeringR.R. GALIULLIN¹, DSc in EngineeringA.S. ROZHKOVS², PhD in Engineering¹ Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia² Kaliningrad branch of St. Petersburg State Agrarian University, Kaliningrad, Russia, gaisin@inbox.ru

В статье рассматривается улучшение эффективных показателей дизельных двигателей тракторов на режимах холостых оборотов и малых нагрузок. Возможным способом улучшения показателей работы на таких режимах является отключение цилиндров. Однако у этого метода регулирования есть ряд недостатков, в частности ступенчатое изменение характеристики удельного расхода топлива. Цель работы – повышение топливной экономичности тракторных дизелей при регулировании режимов работы отключением цилиндров. Исследования проводились на тракторных дизельных двигателях 2Ч105x120 и 4Ч105x120, оснащенных распределительными насосами типа НД. Испытания дизельных двигателей 2Ч105x120 и 4Ч105x120 показали, что по мере отключения цилиндров экономичность двигателей ухудшалась даже на малых нагрузках. При дальнейших испытаниях выяснилось, что для достижения необходимого при работе с насосом распределительного типа эффекта от отключения цилиндров требуется корректировка цикловой подачи топлива в работающий цилиндр. Характерной особенностью насосов распределительного типа явилось то, что отключение подачи в один цилиндр существенно изменяло цикловую подачу в другой – остающийся работать – цилиндр. В одном случае она оказывалась больше требуемого и при ее уменьшении удельный расход топлива снижался. В другом случае, когда цикловая подача была меньше, удельный расход топлива можно было снизить ее увеличением. Выяснилось, что при простом отключении цилиндров остается нереализованная зона, в которой можно дополнительно получить экономию топлива. Одним из способов реализации этой зоны может стать переход от отключения цилиндров к отключению отдельных подач топлива. Реализовать данный метод возможно при оснащении топливной системы дизеля электронно-управляемым быстродействующим клапаном, который в зависимости от режима работы двигателя будет реализовывать необходимый пропуск подач топлива и регулировку величины цикловой подачи по отдельным цилиндрам. В качестве электромагнитного клапана для отключения подачи топлива был использован клапан фирмы Denso. Для управления работой перепускного клапана был разработан электронный регулятор. Результаты испытаний показали, что при переходе от простого отключения цилиндров к регулированию режимов работы пропуском отдельных подач топлива удельный расход топлива менялся плавно и диапазон мощностей, при которых дизельный двигатель работает на данном режиме, сохраняется таким же, что и при работе со всеми цилиндрами.

Ключевые слова: дизельный двигатель, отключение цилиндров, насос, расход топлива, мощность.

The article discusses the improvement of the effective performance of diesel engines of tractors at idle and low loads. A possible way to improve performance in such modes is deactivation of cylinders. However, this method of regulation has a number of disadvantages, in particular, a step change in the characteristic of specific fuel consumption. The goal is to increase the fuel efficiency of tractor diesel engines when regulating the operation modes by switching off the cylinders. Studies were conducted on tractor diesel engines 2Ch105x120 and 4Ch105x120, equipped with distribution pumps of dispenser type. Tests of 2Ch105x120 and 4Ch105x120 diesel engines showed that as the cylinders were disconnected, the engine efficiency reduced even at low loads. Upon further testing, it turned out that in order to achieve the distribution effect of the cylinder shutdown needed when working with the pump of the distribution type, a cyclic fuel supply correction to the operating cylinder is required. A characteristic feature of distribution type pumps was that shutting off the supply to one cylinder significantly changed the cycle flow to the other remaining cylinder. In one case, it turned out to be more than the required one and with its decrease, the specific fuel consumption decreased. In another case, when the cycle feed was less, the specific fuel consumption could be possible to reduce by its increasing. It turned out that with a simple shutdown of the cylinders, there remains an unrealized zone in which you can additionally receive fuel economy. One of the ways to implement this zone can be the transition from disconnecting cylinders to disconnecting individual fuel supplies. It is possible to implement this method by equipping the diesel fuel system with an electronically-controlled high-speed valve, which, depending on the engine's operating mode, will realize the necessary omission of fuel supply and adjustment of the cycle feed amount for individual cylinders. A Denso valve was used as a solenoid valve to shut off the fuel supply. An electronic regulator has been developed to control the operation of the cross-valve. The test results showed that when switching from simple shutdown of cylinders to regulating the operation modes by skipping individual fuel feeds, the specific fuel consumption changed smoothly and the power range at which the diesel engine operates in this mode remains the same as during work with all cylinders.

Keywords: diesel engine, cylinder shutdown, pump, fuel consumption, power.

Введение

На сегодняшний день из-за постоянного удорожания топлива актуальной задачей является его экономия.

Дизельные двигатели, применяемые на агрегатах тракторных средствах, работают в широких диапазонах нагрузок и частот вращения. Наибольшие экономические показатели достигаются на режимах, близких к номинальным. С уменьшением нагрузки, а также при переходе на неустановившиеся нагрузки их эффективные показатели ухудшаются. Это во многом объясняется особенностями работы их топливной системы, а именно с уменьшением оборотов и нагрузок снижается давление и величина впрыскиваемого в цилиндр топлива, и, в итоге, впрыск оказывается «вязким», ухудшается качество смесеобразования и сгорания [1].

Решению этой проблемы в определенной мере может способствовать впрыск увеличенной цикловой подачи топлива на режимах малых нагрузок, например, регулируя режимы работы двигателя путем отключения цилиндров. Однако у такого способа регулирования есть ряд недостатков, в частности ступенчатое изменение удельного расхода топлива [2].

Современные дизельные двигатели оснащены различной топливной аппаратурой: аккумуляторные системы, насос-форсунки и системы непосредственного действия. Применение способа регулирования отключением цилиндров удобно в системах с электронным управлением, как это реализовано в современных системах отключения цилиндров автомобильных двигателей (Honda, Volkswagen, Ford, BMW и др.).

Достаточно большая доля дизельных двигателей имеет топливную систему непосредственного действия. Они оснащены рядными, V-образными и распределительными топливными насосами высокого давления (ТНВД). Если переводить дизельные двигатели, оснащенные рядными и V-образными ТНВД, на регулирование отключением цилиндров, то дополнительно на каждую линию высокого давления необходимо устанавливать устройство отключения. Или необходимо применять специальную конструкцию ТНВД, например, как было реализовано в двигателе Д-130 трактора Т-130 [3].

Удобство распределительных насосов в том, что они имеют одну секцию высокого давления, обслуживающую все цилиндры двигателя.

Цель исследования

Повышение топливной экономичности тракторных дизелей при регулировании режимов работы отключением цилиндров.

Материалы и методы

Исследования проводились по общепринятой методике [4], на тракторных дизельных двигателях 2Ч105x120 и 4Ч105x120, оснащенных распределительными насосами типа НД. Исследования проводились.

Результаты и обсуждение

Последовательное выключение цилиндров предварительно исследовалось на четырехцилиндровом дизеле 4Ч105x120 со штатным насосом распределительного типа. Результаты представлены на рис. 1.

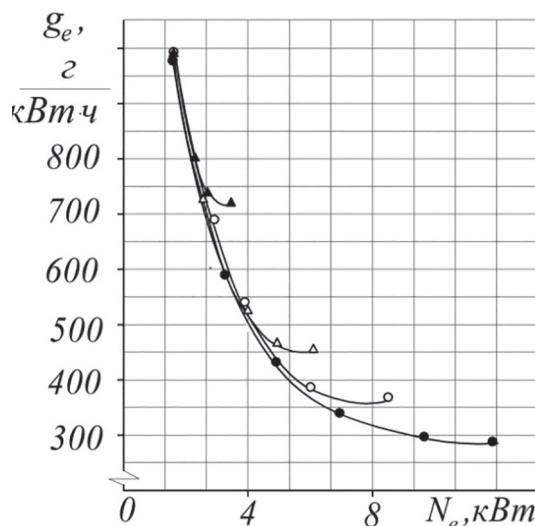


Рис. 1. Нагрузочные характеристики дизеля 4Ч105x120 при работе с насосом НД-21/4 при частоте вращения коленчатого вала 1100 мин⁻¹:

- – работают все цилиндры;
- – выключен один цилиндр;
- Δ – выключены два цилиндра;
- ▲ – отключены три цилиндра

Результаты испытаний показали, что по мере отключения цилиндров экономичность двигателя ухудшалась даже на малых нагрузках.

Дальнейшие исследования проводились на двухцилиндровом дизеле 2Ч105x120, с тем чтобы, по возможности, снизить влияние неидентичности цилиндров на результаты испытаний.

Испытания двухцилиндрового дизельного двигателя 2Ч105x120 проводились на режимах малых нагрузок, обеспечиваемых работой одного цилиндра. Результаты приведены на рис. 2.

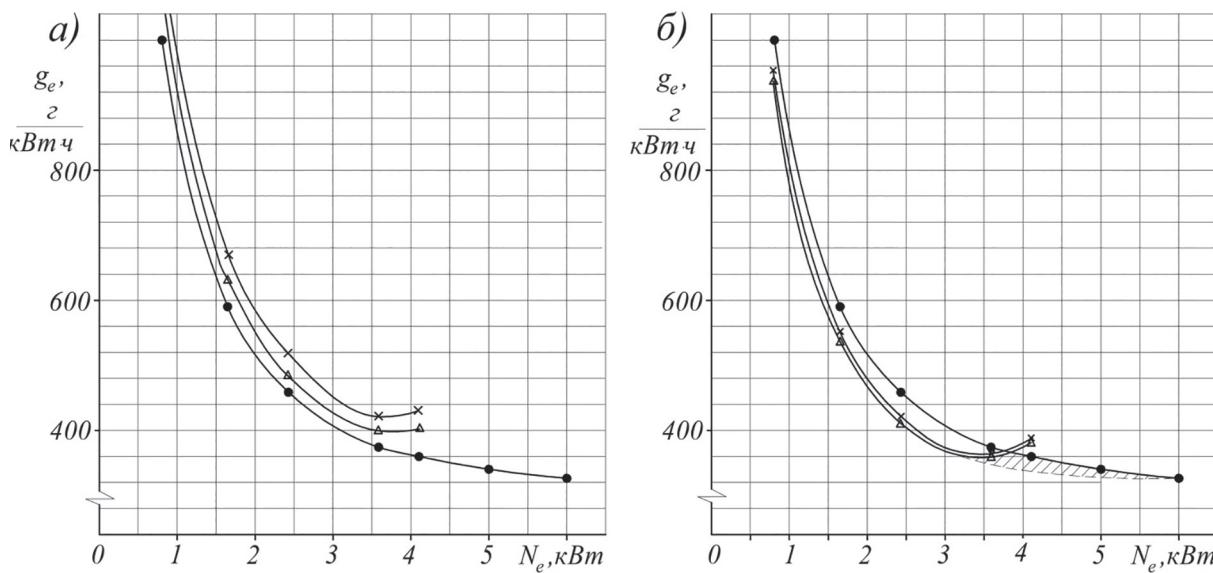


Рис. 2. Нагрузочные характеристики дизеля 2Ч105х120 с насосом распределительного типа НД-21/2 при частоте вращения коленчатого вала 1100 мин⁻¹ и работе:

- – на двух цилиндрах; Δ – на первом цилиндре; × – на втором цилиндре;
- a) и б) – до и после корректировки цикловых подач, соответственно

Из графиков видно, что при отключении любого цилиндра, так же как и на дизеле 4Ч105х120, экономичность двигателя не повысилась, а, наоборот, ухудшилась (рис. 2, a).

При дальнейших испытаниях выяснилось, что для достижения необходимого при работе с насосом распределительного типа эффекта от отключения цилиндров требуется корректировка цикловой подачи топлива в работающий цилиндр. Характерной особенностью насосов распределительного типа явилось то, что отключение подачи в один цилиндр существенно изменяло цикловую подачу в другой остающийся – работать цилиндр. В одном случае она оказывалась больше требуемого и при ее уменьшении удельный расход топлива снижался. В другом случае, когда цикловая подача была меньше, удельный расход топлива можно было снизить ее увеличением (рис. 2, б).

Из рис. 2 видно, что при отключении одного цилиндра снижение удельного расхода топлива наблюдалось в диапазоне мощностей от 0,8 до 3,7 кВт. Например, при работе на первом цилиндре на режиме с мощностью 3 кВт и частотой вращения 1100 мин⁻¹ удельный расход топлива, по сравнению с работой на двух цилиндрах, снизился на 50 г/(кВт·ч). Дальнейшее увеличение нагрузки приводило к ухудшению экономичности, и для преодоления возрастающей нагрузки требовалось включение в работу второго цилиндра.

Из приведенных данных следует, что отключение одного цилиндра снижает максимальную мощность для режима с частотой вращения 1100 мин⁻¹ с 6 до 3,7 кВт. При этом появляется нереализованная зона, отмеченная на рис. 2, б штриховкой.

Одним из способов реализации этой зоны может стать переход от отключения цилиндров к отключению отдельных подач топлива [5]. Например, при снижении нагрузки на 20 % отключают ориентировочно каждую пятую подачу (рис. 3), на 10 % – десятую, на 1 % – сотую и т.д. При этом в продолжающие работать цилиндры будет впрыскиваться увеличенный объем топлива.

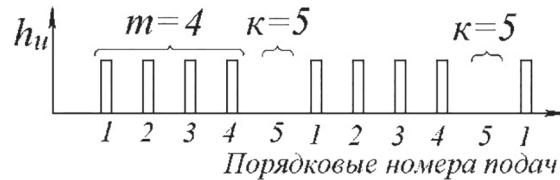


Рис. 3. Условные осциллограммы подъема иглы распылителя h_u , поясняющие число m реализованных очередных и порядковый номер k пропускаемой подачи при работе двигателя с 80%-й нагрузкой

Реализовать данный метод возможно при оснащении топливной системы дизеля электронно-управляемым быстродействующим клапаном, который в зависимости от режима

работы двигателя будет реализовывать необходимый пропуск подач топлива и регулировку величины цикловой подачи по отдельным цилиндрам.

Особенность распределительных насосов в том, что многие модели имеют технологический канал в центре корпуса секции высокого давления. Этот канал соединен с линией высокого давления и заглушен болтом [6].

При оснащении системой пропуска подачи топлива дизельного двигателя с ТНВД распределительного типа достаточно одного электромагнитного клапана.

В качестве электромагнитного клапана для отключения подачи топлива был использован клапан фирмы Denso. Этот клапан вкручивался в корпус-штуцер, который в свою очередь вворачивался в корпус ТНВД (рис. 4).

Для управления работой перепускного клапана был разработан электронный регулятор, функциональная схема которого приведена на рис. 5.

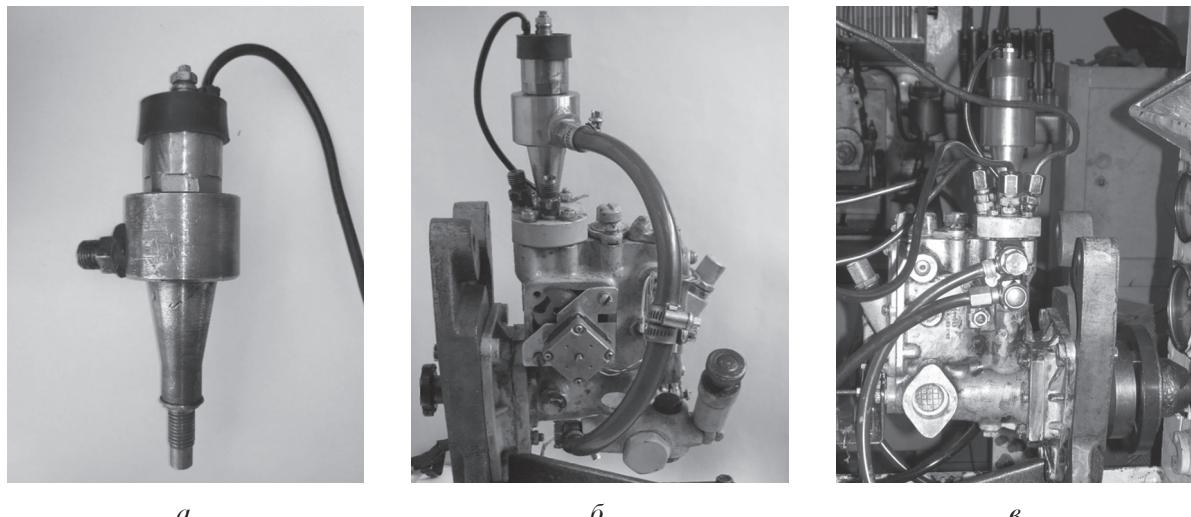


Рис. 4. Вид корпус-штуцера с монтированным клапаном Denso (а) и экспериментальные насосы НД-21/2 (б), НД-21/4 (в)

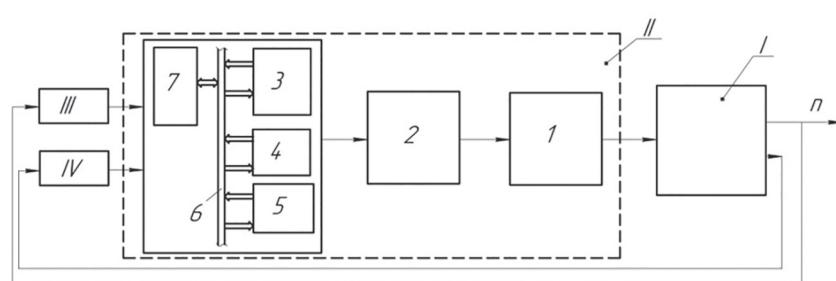


Рис. 5. Функциональная схема электронного регулятора:

I – дизель; II – электронный блок управления; III и IV – датчики частоты вращения и углового положения коленчатого вала; 1 – электромагнитный клапан; 2 – коммутатор; 3 – микропроцессор; 4 – оперативно-запоминающее устройство; 5 – постоянно-запоминающее устройство; 6 – шина; 7 – аналого-цифровой преобразователь

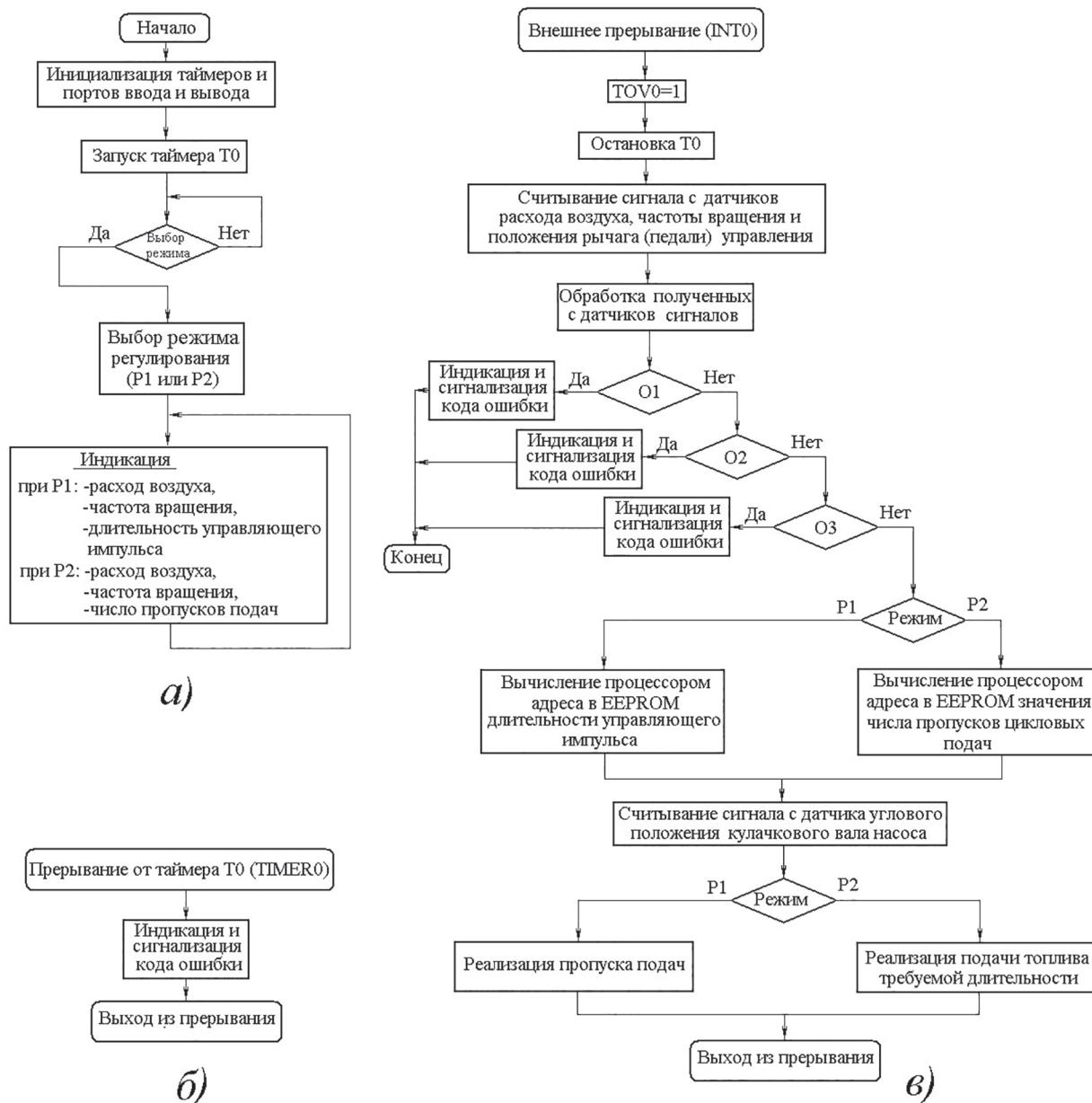


Рис. 6. Упрощенный алгоритм программы управления:
а – основная программа; б и в – подпрограммы, запускаемые при наступлении прерываний

Индикация данных осуществляется с помощью жидкокристаллического дисплея типа LCD, обладающего большой информативностью.

В режиме передачи данных дисплей принимает и отображает знаки кода ASCII, полученные от микроконтроллера. При этом он может выполнять некоторое количество команд, обеспечивающих частичное или полное стирание отдельных символов, полное стирание всей информации, указание позиции курсора и т.д. Эти команды ускоряют управление дисплеем (повышают быстродействие). Обмен информа-

цией между микроконтроллером и LCD осуществляется восьмибитным интерфейсом.

С использованием разработанного блока управления и предложенного метода управления были проведены испытания дизельного двигателя 2Ч105x120 с экспериментальным насосом НД21/2 (рис. 7).

Как видно из представленных данных, при таком способе регулирования удельный расход топлива меняется плавно и расширяется диапазон мощностей на режиме с частотой вращения коленчатого вала 1100 мин⁻¹. Так при мощности 4 кВт удельный расход топлива снизился на 4,8 %.

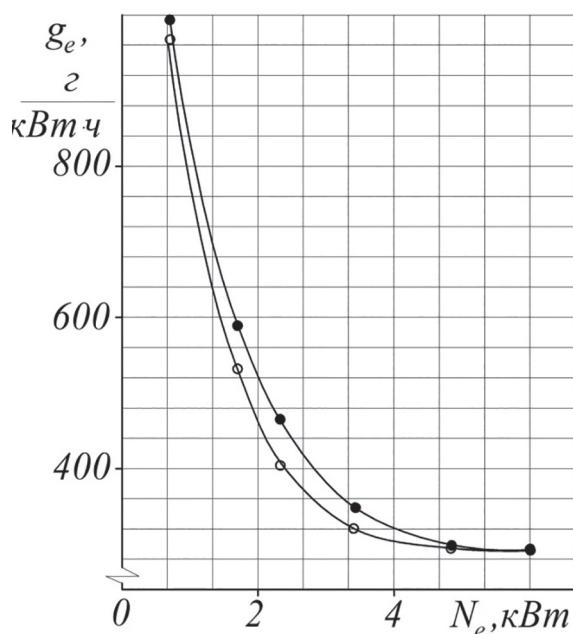


Рис. 7. Нагрузочные характеристики дизеля 2Ч105х120 с экспериментальным насосом при частоте вращения коленчатого вала 1100 мин⁻¹ и работе:
 ● – на двух цилиндрах;
 ○ – с пропуском подачи топлива

Выходы

Для получения эффекта от отключения цилиндров при работе с насосом распределительного типа необходима корректировка цикловой подачи топлива в работающий цилиндр. При этом возникают трудности, в связи с тем что распределительные насосы не допускают регулировки величины подачи в отдельные цилиндры двигателя. В случае электронного регулирования эти трудности могут быть преодолены относительно просто.

Конструктивная особенность распределительных насосов, заключающаяся в том, что они имеют технологический канал, который соединен с линией высокого давления, позволяет использовать лишь один электромагнитный клапан.

При переходе от простого отключения цилиндров к регулированию режимов работы пропуском отдельных подач топлива удельный расход топлива менялся плавно и диапазон мощностей, при которых дизельный двигатель работает на данном режиме, сохраняется таким же, как и при работе со всеми цилиндрами.

Литература

- Баширов Р.М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета: учебник. Уфа: Башкирский ГАУ, 2017. 336 с.
- Баширов Р.М., Габдрахиков Ф.З., Инсафуддинов С.З. Последовательное отключение цилиндров как метод повышения эффективности работы тракторного дизеля // Достижения аграрной науки – производству: сборник. Уфа. 2004. С. 20–23.
- Злотник М.И., Иванов Е.И. и др. Трактор Т-130: учебное пособие. М.: Высшая школа, 1973. 207 с.
- ГОСТ 18509–88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний.
- Гайсин Э.М. Повышение топливной экономичности тракторных дизелей регулированием режимов их работы пропуском подачи топлива: дис.... канд. техн. наук. СпбГАУ, 2007. 129 с.
- Голубков Л.Н., Савастенко А.А., Эммиль М.В. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: учебное пособие. М.: Легион-Автодата, 2005. 192 с.

References

- Bashirov R.M. Avtotraktornye dvigateli: konstrukciya, osnovy teorii i rascheta [Sequential shutdown of cylinders as a method to improve the efficiency of the tractor diesel]: uchebnik. Ufa: Bashkirskij GAU Publ., 2017. 336 p.
- Bashirov R.M., Gabdrafikov F.Z., Insafuddinov S.Z. Sequential shutdown of cylinders as a method to improve the efficiency of the tractor diesel. Dostizheniya agrarnoj nauki – proizvodstvu: sbornik. Ufa. 2004, pp. 20–23 (in Russ.).
- Zlotnik M.I., Ivanov E.I. i dr. Traktor T-130: uchebnoe posobie [Tractor T-130: study guide]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1973. 207 p.
- GOST 18509-88 Dizeli traktornye i kombajnovye. Metody stendovyh ispytanij [Tractor and combine diesel engines. Bench test methods].
- Gajsin EH.M. Povyshenie toplivnoj ekonomichnosti traktornyh dizelej regulirovaniem rezhimov ih raboty pro-puskom podachi topliva: dis.... kand. tekhn. nauk [Increase of fuel economy of tractor diesel engines by regulation of their operation modes by missing fuel supply: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. SpbGAU., 2007. 129 p.
- Golubkov L.N., Savastenko A.A., EHmmil' M.V. Toplivnye nasosy vysokogo davleniya raspredelite'l'nogo tipa [Distribution-type high pressure fuel pumps: study guide]: uchebnoe posobie. Moscow: Legion-Avtodata Publ., 2005. 192 p.

ТРАНСПОРТИРУЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ РОТОРА ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ РЫХЛИТЕЛЬНО-СЕПАРИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ

THE TRANSPORTING ABILITY OF THE ROTOR OF THE SOIL-CULTIVATING LOOSENING AND SEPARATING VEHICLE

В.Ф. ПАЩЕНКО, д.т.н.
Ю.Н. СЫРОМЯТНИКОВ

Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства им. П.М. Василенко, Харьков,
Украина, gara176@meta.ua

V.F. PASHCHENKO, DSc in Engineering
YU.N. SYROMYATNIKOV

Kharkiv Petro Vasylchenko National Technical University
of Agriculture, Kharkiv, Ukraine, gara176@meta.ua

Предметом исследования является процесс взаимодействия рабочих органов ротора почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины. Объектом исследования является нож ротора, транспортирующая способность которого определяется размерами бороздки, оставленной им в почве, с формой поперечного сечения, которая близка к форме трапеции. Рассмотрен физический процесс взаимодействия с почвой ножа ротора рыхлительно-сепарирующего устройства. В первой фазе, при заглублении ножа в почву перед ножом образуется нарост почвы. Во второй фазе работы ножа почва находится под воздействием нароста, величина которого увеличивается до тех пор, пока внутренние напряжения в нем не достигнут предельных значений и не произойдет его частичное разрушение. В третьей фазе воздействия ножа на почву нарост начинает отделяться от основной части почвы и сбрасывается с сепарирующей решетки. Определены направление и величина смещения почвы, а также параметры и форма бороздки, образованной после прохода ножа. Установлено, что наибольшую силу влияния на транспортирующую способность ножа ротора оказывает толщина подаваемого слоя почвы к рыхлительно-сепарирующему устройству и угол излома ножа ротора, наименьшую силу влияния оказывает ширина ножа ротора. Доказано, что увеличение транспортирующей способности ротора в начальный момент входа ножа в почву может быть достигнуто, в основном, за счет снижения величины угла вхождения ножей ротора в почву. При выполнении работы применены теоретические исследования с использованием механико-математического моделирования взаимодействия рабочих органов с почвой. Исходная информация для обоснования исследования получена экспериментально и путем анализа литературных источников. Актуальность состоит в том, что увеличение транспортирующей способности ротора за счет снижения величины угла вхождения ножей в почву даст возможность не изменять величины радиуса и угловой скорости ротора, которые определяют энергетические показатели работы рыхлительно-сепарирующего устройства.

Ключевые слова: процесс, ротор, сепарирующая решетка, качество, энергоемкость, нож, почва, форма, агрегат, крошениe.

The subject of research is the process of interaction between the working bodies of the rotor of a soil-cultivating loosening and separating vehicle. The object of the study is a rotor knife, the transporting capacity of which is determined by the size of the grooves left in the soil with a cross-sectional shape close to the trapezoid shape. The physical process of interaction with the soil of the rotor blade of a loosening and separating device is considered. In the first phase, when the knife is buried in the soil, a soil build-up is formed in front of the knife. In the second phase of the knife operation, the soil is under the influence of a build-up, the magnitude of which increases until the internal stresses in it reach the limit values and do not partially break it down. In the third phase of the impact of the knife on the soil, the build-up begins to separate from the main part of the soil and is discharged from the separation grid. The direction and magnitude of the displacement of the soil, as well as the parameters and shape of the grooves formed after the passage of the knife, are determined. It has been established that the thickness of the applied soil layer to the loosening and separating device and the angle of the rotor knife break have the greatest effect on the transporting ability of the rotor blade, the width of the rotor blade has the least effect. It has been proven that an increase in the transporting capacity of the rotor at the initial moment of entry of the knife into the soil can be achieved mainly by reducing the angle of entry of the rotor knives into the soil. The theoretical studies were applied using mechanical and mathematical modeling of the interaction of the working bodies with the soil. Baseline information to substantiate the study was obtained experimentally and by analyzing literary sources. The urgency lies in the fact that increasing the transporting ability of the rotor by reducing the angle of entry of knives into the soil will give the opportunity not to change the magnitude of the radius and angular velocity of the rotor which determine the energy performance of the loosening and separating device.

Keywords: process, rotor, separating grid, quality, energy intensity, knife, soil, form, aggregate, crumbling.

Введение

Улучшение качества обработки почвы за счет увеличения энергоемкости орудия неизбежно приводит к снижению производительности агрегата и затягиванию сроков выполнения технологических операций, что также отрицательно сказывается на урожайности сельскохозяйственных культур и себестоимости их производства [1, 2, 3, 4]. Например, на черноземных почвах среднего и тяжелого механического состава качественное крошение поверхностного слоя почвы обеспечивается фрезерными рабочими органами. Однако из-за высокой энергоемкости в настоящее время фрезы широкого применения в условиях производства не получили.

При обосновании геометрической формы рабочего органа нецелесообразна постановка вопроса о первичности качественных или энергетических показателей работы орудий. Эти два важнейших показателя совершенства орудий необходимо оценивать не как отдельные изолированные элементы системы технических средств, а как неотъемлемые элементы всего замкнутого цикла технологии выращивания сельскохозяйственных культур, т.е. в комплексной взаимосвязи [5, 6].

Принцип работы почвообрабатывающих рабочих органов для обработки пахотного и посевного слоев почвы основан на совмещении операций ее крошения и сепарации по глубине обрабатываемого слоя почвы. Наряду с получением за один проход агрегата требуемого качества обработки почвы в результате ее сепарации обеспечивается перемещение семян сорных растений на глубину, снижающую их всхожесть и выброс корневищ, в том числе и корнеотпрысковых сорных растений на поверхность поля [7]. Все это позволяет улучшить очистку поля от сорных растений механическим способом.

Известна почвообрабатывающая рыхлительно-сепарирующая машина для оптимизации физико-механических свойств обрабатываемого слоя почвы [8].

Машина работает следующим образом. Плоскорежущая лапа (лемех) подрезает пласт почвы и подает его на сепарирующую решетку. Ножи ротора захватывают почву, перемещают ее по сепарирующей решетке с одновременным ее крошением. Мелкие комочки почвы проходят через зазоры сепарирующей решетки, крупные ножами ротора перемещаются в

верхние слои почвы. В результате сепарации обрабатываемого слоя почвы происходит дифференциация его по структурному составу.

Применение на комбинированной машине активного рабочего органа (ротора) позволяет за один проход агрегата обеспечить высокое качество обработки почвы, а взаимодействие активно-пассивных рабочих органов – улучшить качество крошения пласта почвы с одновременным снижением энергетических затрат. Активные рабочие органы крошат пласт почвы, перемещают ее по сепарирующей решетке, перераспределяя по структуре, тем самым обеспечивают в зоне заделки семян мелкокомковатую структуру (рис. 1).

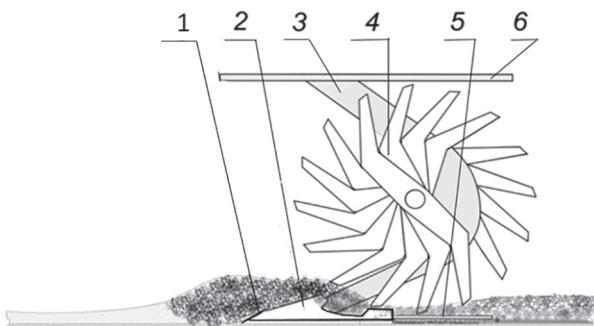


Рис. 1. Принципиальная схема машины:

1 – наральник; 2 – лемех с загнутыми концами крыльев; 3 – стойка; 4 – рабочий орган ротора; 5 – сепарирующая решетка; 6 – рама

Расположение ножей на валу ротора влияет на изменение приводного момента и равномерность хода машины [9]. В связи с этим ножи размещены на валу по винтовой линии с числом заходов, равным числу ножей на валу, причем начало первой винтовой линии должно совпадать в противоположной части вала с концом второй винтовой линии и т.д. Кроме того, ножи необходимо располагать равномерно по всей окружности вала с угловым расстоянием между смежными ножами $\alpha_z = 360^\circ/2s$ (где s – число ножей). Размещение ножей по спирали с постоянным угловым шагом симметрично относительно продольной оси машины дает возможность исключения крутящих моментов в поперечной плоскости, способных нарушить устойчивость хода машины в направлении движения и по глубине.

На рис. 2 рассмотрен пример размещения 18 ножей, закрепленных по парам симметрично относительно продольной оси.

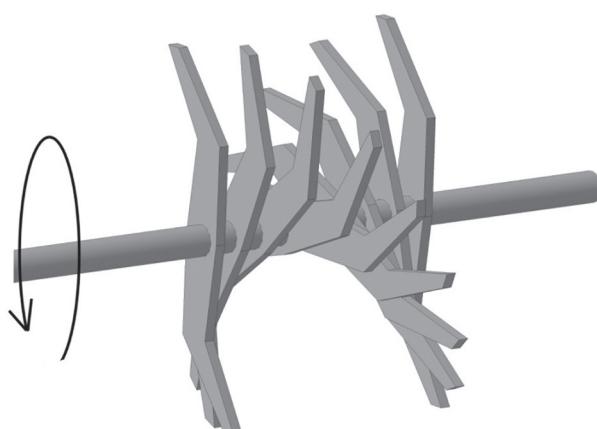


Рис. 2. Ротор почвообрабатывающей машины

Надежность, качество и энергоемкость работы почвообрабатывающей машины во многом определяются способностью ее рыхлительного устройства пропускать почву, поступающую с лемеха. Так как почва перемещается по сепарирующей решетке ножами ротора, пропускная способность устройства в целом зависит от транспортирующей способности ножей, то есть их секундной подачи. Очевидно, что с момента вхождения ножей ротора в почву и до момента сбрасывания ее с сепарирующей решетки транспортирующая их способность не является постоянной. Наихудшие условия для перемещения почвы по решетке создаются в момент входа ножей в почву, когда перед ними образуется почвенный валок, который затрудняет работу ротора, увеличивает затраты энергии на его привод и затрудняет сход почвы с лемеха на сепарирующую решетку.

Цель работы

Увеличение транспортирующей способности ротора рыхлительно-сепарирующего устройства почвообрабатывающей машины.

Материалы и методы

Процесс взаимодействия ножа ротора с почвой можно рассмотреть на основании использования реологических свойств почвы, теории которого посвящены работы А.С. Кушнарева, А.В. Баукова, А.Н. Панченко, В.Н. Кузьмина и др. [10–13].

Почва рассматривается как квазиоднородная трехфазная среда, позволяющая применять к ней законы деформации идеальных тел, с возможностью представления ее реологических свойств как комбинации свойств простых тел. Последнее позволяет рассматривать почву

как соединенные между собой последовательно и параллельно идеально упругие, вязкие и пластические тела. Воздействие рабочих органов сельскохозяйственных машин и орудий на почву, время которого не превышает 0,5 с, приводит к упруго-вязко-пластическим деформациям.

Для объяснения физического процесса взаимодействия с почвой ножа ротора рыхлительно-сепарирующего устройства был проведен эксперимент. На валу редуктора устанавливался нож с радиусом 0,25 м, и под ним располагался ящик, дном которого служила сепарирующая решетка с расстоянием между прутками 0,01 м. Почва перед закладкой в ящик просеивалась, увлажнялась и засыпалась слоями толщиной 0,02 м. Между засыпанными в ящик слоями почвы закладывались меловые прослойки, последняя из которых располагалась ниже глубины хода ножа. На поверхности почвы перпендикулярно плоскости вращения ножа ротора через 0,015 м наносились меловые линии.

После прохода ножа ротора в почве с помощью фотоаппаратуры и замеров определялись направление и величина смещения почвы, а также параметры образованной бороздки. На рис. 3 показана форма бороздки (вид сверху), образованной после прохода ножа. Из рисунка видно, что процесс воздействия ножа на почву

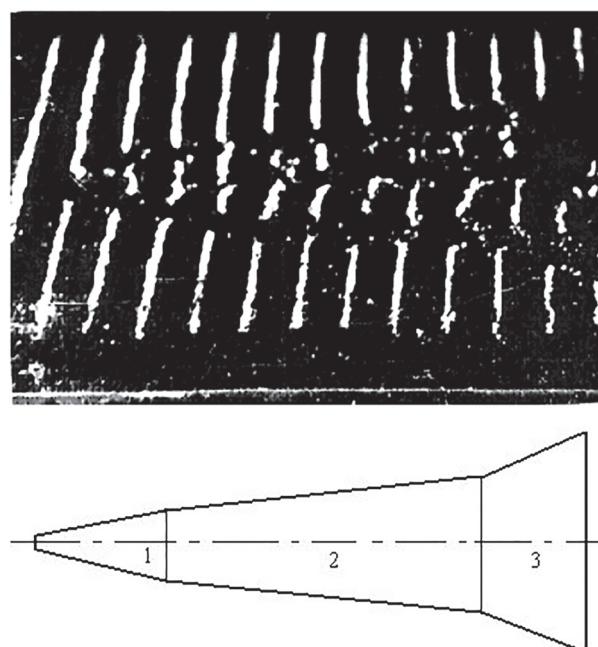


Рис. 3. Форма бороздки после прохода ножа ротора в почве в первой, второй и третьей фазах его работы (вид сверху)

можно разделить на три фазы. Процессы, происходящие в почве под воздействием ножа ротора, можно объяснить на основании результатов исследований А.С. Кушнарева и А.В. Баукова.

В первой фазе, при заглублении ножа в почву, касательные напряжения не превосходят по своей величине внутреннего сопротивления почвы сдвигу и почва ведет себя как линейно-деформируемая среда. Как только напряжение достигает предельного равновесия, в почве появляются локальные пластические деформации, скорость нарастания которых начинает превышать скорость увеличения нагрузки. При этом перед ножом образуется нарост почвы.

Во второй фазе работы ножа почва находится под воздействием нароста, величина которого увеличивается до тех пор, пока внутренние напряжения в нем не достигнут предельных значений и не произойдет его частичное разрушение. Оставшаяся часть нароста, или так называемое почвенное ядро, перемещается вместе с ножом, что приводит к образованию следующего нароста и т.д. Впереди ножа образуется относительно стабильное по размерам почвенное ядро, а периодически нарастающая на нем почва перемещается на некоторое расстояние по направлению движения ножа. Этот установившийся процесс происходит до тех пор, пока силы трения нароста почвы о сепарирующую решетку, сцепления с почвой и сопротивления движению его в почве (подпор) не смогут создать в нем напряжений, превышающих допустимые. С этого момента начинается третья фаза воздействия ножа на почву. Нарост начинает отделяться от основной части почвы и сбрасывается с сепарирующей решетки.

После прохода ножа в почве остается бороздка с поперечным сечением в виде трапеции, нижнее основание которой равно ширине ножа. Такой процесс формирования и перемещения впереди ножа ротора почвенного

ядра, образование после прохода в почве ножа бороздки трапециевидной формы согласуется с целым рядом исследований по изучению движения в почве различных вертикально установленных ножевидных рабочих органов [14–16].

По мере углубления ножа в почву увеличиваются глубина и ширина бороздки. Форма продольного сечения бороздки определяется траекторией движения наиболее удаленной точки ножа от оси вращения в почве. При этом нижние слои почвы под воздействием ножа ротора практически не перемещаются.

Основным назначением ротора является перемещение почвы по сепарирующей решетке. Поэтому одним из наиболее важных показателей его работы служит количество почвы, прошедшее через зазоры сепарирующей решетки и сброшенное с нее за один проход ножа.

Результаты и обсуждение

Почва перед закладкой ее в ящик просеивалась на решете, и после прохода ножа почва, сброшенная с сепарирующей решетки и прошедшая через ее зазоры, взвешивалась.

Кодовые обозначения и уровни варьирования факторов приведены в табл. 1, а матрица 1/8 дробной реплики от 2^6 и результаты экспериментов – в табл. 2.

По результатам экспериментов получено следующее уравнение регрессии:

$$y = 0,292 + 0,052x_1 + 0,056x_2 + 0,056x_3 + \\ + 0,142x_4 + 0,099x_5 + 0,037x_6.$$

Анализ значений коэффициентов регрессии показывает, что наибольшую силу влияния на транспортирующую способность ножа ротора оказывает толщина слоя почвы, подаваемого к рыхлительно-сепарирующему устройству, и угол излома ножа ротора. Проверка коэффициентов по критерию Стьюдента показала, что выделенные факторы значимы с 95 % вероятностью.

Таблица 1

Кодовые обозначения и уровни варьирования факторов

№ п/п	Наименование факторов и их размерность	Код	Уровни факторов	
			–	+
1	Влажность почвы, %	x_1	19,2	24,4
2	Частота вращения ротора, с^{-1}	x_2	2,1	4,3
3	Радиус ротора, м	x_3	0,19	0,31
4	Толщина слоя почвы на решетке, м	x_4	0,05	0,10
5	Угол излома ножа, град	x_5	90	270
6	Ширина ножа, м	x_6	0,025	0,05

Таблица 2

Матрица эксперимента и его результаты

№ опыта	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	$y, \text{ кг}$
1	+	+	-	-	-	+	0,117
2	+	-	+	-	-	-	0,118
3	+	-	-	+	+	+	0,562
4	-	+	+	+	-	+	0,484
5	-	+	-	-	+	-	0,212
6	-	-	+	-	+	+	0,209
7	+	+	+	+	+	-	0,637
8	-	-	-	+	-	-	0,111

стью. Наименьшую силу влияния на параметр оптимизации оказывает ширина ножа ротора.

Толщина слоя почвы, подаваемой к рыхлительно-сепарирующему устройству, незначительно зависит от глубины хода лемеха в пределах изменения глубины заделки семян (0,01–0,05 м) из-за сгруживания почвы на нем до создания необходимого подпора для ее относительного движения. Поэтому дальнейшие исследования по изучению влияния угла излома ножа ротора на параметры образованной в почве бороздки проводилось при неизменной толщине слоя почвы (0,12 м). Частота вращения ротора составляла $2,5 \text{ с}^{-1}$ и влажность почвы – 22,6 %.

Результаты эксперимента показаны на графике (рис. 4). При этом достоверность данных равнялась 99 %.

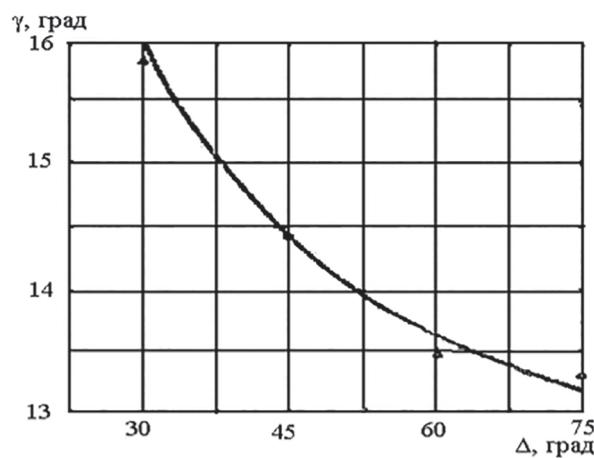


Рис. 4. Зависимость наклона стенки борозды от угла вхождения ножа в почву

В зависимости от угла вхождения ножа в почву – от 30 до 75°, угол наклона стенки бороздки изменяется незначительно – в пределах 13–15°. Значение последнего использовали

для проведения теоретических исследований по изучению транспортирующей способности ножа ротора.

Транспортирующая способность ножа ротора определяется размерами бороздки, оставленной им в почве, с формой поперечного сечения, близкой к форме трапеции. На основании результатов экспериментальных исследований по изучению процесса взаимодействия ножа ротора с почвой полагаем, что форма бороздки имеет форму фигуры, изображенной на рис. 5.

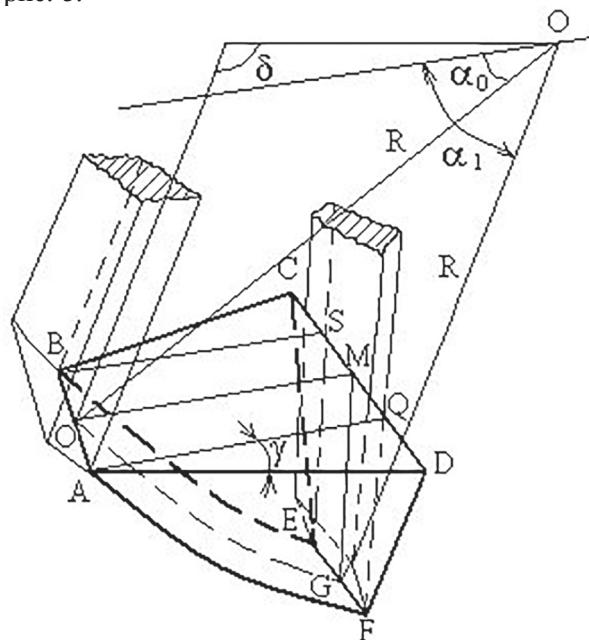


Рис. 5. К определению объема фигуры

Объем фигуры определяется по формуле:

$$V_{ABCFDE} = S_{O'MG} \left(QS + \frac{DQ + SC}{3} \right), \quad (1)$$

где $S_{O'MG}$ – площадь сечения фигуры; $QS = AB = EF = a$ – толщина ножа ротора; $DQ = SC$ – высота фигуры.

Площадь сечения $O'MG$ определяется по уравнению:

$$S_{O'MG} = \int_{\alpha_0}^{\alpha_T} \int_{R_1}^R R_i dR_i d\alpha \pm \int_{\alpha_2}^{\alpha_T} \int_{R_1}^{R_2} R_i dR_i d\alpha, \quad (2)$$

где R – радиус ротора; α_0 – начальный угол вхождения ножа в почву; α_T – текущий угол поворота ножа ротора; знак «+» или «–» выбирается в зависимости от угла излома ножа.

Пределы интегрирования в формуле (2) равны:

$$\begin{aligned} \alpha_T &= \arctg \frac{R \sin \alpha_0}{R \cos \alpha_0 - \frac{2 R \sin [(\alpha_T - \alpha_0)/2] \cos [(\alpha_T - \alpha_0)/2 + \beta]}{\sin (\alpha_T + \beta)}}, \\ R_1 &= \frac{R \sin \alpha_0}{\sin \alpha_T}; \quad R_2 = \frac{R \sin \beta}{\sin (\alpha_T - \alpha_0 + \beta)}, \end{aligned}$$

где β – угол между касательной к режущей кромке и радиус-вектором ножа.

Высота фигур $AQFD$ и $BSEC$ вычисляется по формуле:

$$DQ = SC = AQ \operatorname{tg} \gamma = \frac{2 R \sin \frac{\alpha_T - \alpha_0}{2} \cos \left(\frac{\alpha_T - \alpha_0}{2} + \beta \right) \operatorname{tg} \gamma}{\sin (\alpha_T + \beta)}, \quad (3)$$

где γ – угол между сторонами AQ и AD треугольника.

После интегрирования выражения (2) с учетом (3) получим:

$$V_{ABCDEF} = \frac{R^2}{2} \left\{ \begin{array}{l} \alpha_T - \alpha_0 + \sin^2 \alpha_0 [\operatorname{ctg} \alpha_T - \operatorname{ctg} \alpha_0 \pm \\ \pm (\operatorname{ctg} \alpha_T - A_2)] \\ \pm \sin^2 \beta [\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} (\alpha_T + \beta - \operatorname{arctg} A_2)] \end{array} \right\} \left(a + \frac{4}{3} A_1 R \operatorname{tg} \gamma \right), \quad (4)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{\sin [(\alpha_T - \alpha_0)/2] \cos [(\alpha_T - \alpha_0)/2 + \beta]}{\sin (\alpha_T + \beta)}; \quad A_2 = \frac{\cos \alpha_0 - 2 A_1}{\sin \alpha_0}.$$

Продифференцировав уравнение (4) по времени, получим математическую модель подачи почвы ножом ротора:

$$\Pi = \frac{R^2}{2} \left\{ \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} 1 + \sin^2 \alpha_0 \left[\pm \left(\frac{2 A_3}{\sin \alpha_0} - \frac{1}{\sin^2 \alpha_T} \right) - \frac{1}{\sin^2 \alpha_T} \right] \pm \\ \pm \sin^2 \beta \left[\frac{1 - \frac{2 A_3}{\sin \alpha_0 (1 + A_2^2)}}{\sin^2 (\alpha_T + \beta - \operatorname{arctg} A_2)} \right] \end{array} \right\} \left(a + \frac{4}{3} A_1 R \operatorname{tg} \gamma \right) + \\ + \left[\begin{array}{l} \alpha_T - \alpha_0 + \sin^2 \alpha_0 [\operatorname{ctg} \alpha_T - \operatorname{ctg} \alpha_0 \pm (\operatorname{ctg} \alpha_T - A_2)] \pm \\ \pm \sin^2 \beta [\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} (\alpha_T + \beta - \operatorname{arctg} A_2)] \end{array} \right] \cdot \frac{4}{3} A_3 R \operatorname{tg} \gamma \end{array} \right\} \omega \end{array} \right\}, \quad (5)$$

$$\text{где } A_3 = \frac{1}{2} A_1 \left\{ \operatorname{ctg} [(\alpha_T - \alpha_0)/2] - \operatorname{tg} [(\alpha_T - \alpha_0)/2 + \beta] - 2 \operatorname{ctg} (\alpha_T + \beta) \right\}; \quad \omega - \text{угловая скорость вращения ротора.}$$

Как видно из уравнения (5), подача почвы зависит от радиуса ротора R , угловой скорости его вращения ω , толщины ножа a , углов α_0 и β и угла поворота α_T ($\alpha_T = \omega t$).

Радиус и угловая скорость ротора определяют энергетические показатели работы, и поэтому повышать транспортирующую способность ножа за счет увеличения их нецелесообразно. Толщина ножа ограничена конструктивными особенностями сепарирующей решетки, которые определяются качественными показателями работы машины.

Углы α_0 и β в конечном итоге определяют угол вхождения ножа Δ в почву ($\Delta = \alpha_0 + \beta$). Следовательно, увеличение транспортирующей способности ротора в начальный момент входа ножа в почву может быть достигнуто, в основном, за счет снижения величины угла вхождения ножей ротора в почву. Зависимость подачи почвы ножом от угла Δ показана на рис. 6. Расчеты проводились при радиусе ротора 0,2 м, угловой скорости ротора 15,7 с⁻¹, толщине ножа 0,006 м и $\alpha_0 = 35^\circ$.

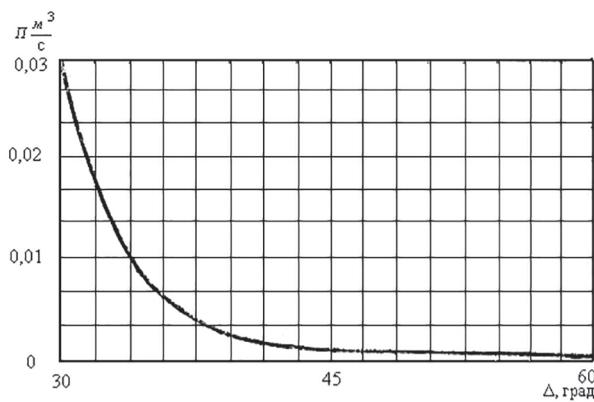


Рис. 6. Зависимость секундной подачи почвы от угла вхождения ножа в почву

Как видно из рисунка, подача увеличивается с уменьшением угла вхождения ножа в почву. Так, уменьшение его с 60 до 45° позволяет увеличить подачу при вхождении ножа в почву в 2,52 раза, а с 45 до 30° – в 42,4 раза.

Существенное влияние на секундную подачу угол вхождения Δ оказывает на интервале 30–45°. При дальнейшем увеличении этого угла секундная подача практически не изменяется.

Выводы

Процесс взаимодействия с почвой ножа ротора рыхлительно-сепарирующего устройства можно разделить на три фазы: формиро-

вание почвенного ядра, установившееся движение и сбрасывание почвы с сепарирующей решетки. Наихудшие условия для движения почвы в технологическом процессе работы машины создаются в первой фазе работы ножа – в момент входа в почву, что является причиной образования перед ним почвенного валка. Он способствует повышению энергоемкости процесса работы машины, снижению надежности и качества работы машины в целом. Величину почвенного валка перед ротором можно снизить, в основном, за счет увеличения количества его воздействий на почву в единицу времени и уменьшения угла вхождения рабочей кромки ножа в почву.

Литература

- Сыромятников Ю.Н. Исследование процесса работы экспериментального культиватора для сплошной обработки почвы // Аэкономика: экономика и сельское хозяйство. 2018. № 4 (28). С. 4.
- Пашенко В.Ф., Сыромятников Ю.Н., Храмов Н.С. Физическая сущность процесса взаимодействия с почвой рабочего органа с гибким элементом // Сельское хозяйство. 2017. №. 3. С. 33–42. DOI: 10.7256/2453-8809.2017.3.24563.
- Пашенко В.Ф., Сыромятников Ю.Н. Почвообрабатывающая приставка к зерновой сеялке в технологиях «No till» // Аэкономика: экономика и сельское хозяйство. 2018. № 3 (27). С. 6.
- Пашенко В.Ф., Сиромятников Ю.М. и др. Обґрунтування доцільності державної підтримки вітчизняного сільгосптехнічного виробництва // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2016. №. 173. С. 53–68.
- Сыромятников Ю.Н. Обоснование профиля лемеха с направляющими дисками почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины // Сельское хозяйство. 2017. № 2. С. 18–29. DOI: 10.7256/2453-8809.2017.2.23150.
- Сыромятников Ю.Н. Повышение эффективности технологического процесса движения почвы по лемеху почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины // Сельское хозяйство. 2017. № 1. С.48–55. DOI: 10.7256/2453-8809.2017.1.22037.
- Сыромятников Ю.Н. Совершенствование рабочих органов ротора почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины, обеспечивающих минимальные затраты энергии на его работу // Інженерія природокористування. 2018. № 1 (9). С. 91–95.

8. Сыромятников Ю.Н. Обоснование формы наральника минимального тягового сопротивления // Сільськогосподарські машини. 2018. № 39. С. 117–132.
9. Нанка А.В., Сыромятников Ю.Н. Влияние частоты вращения ротора почвообрабатывающей машины на качественные показатели ее работы // Агротехника и энергообеспечение. 2018. № 2 (19). С. 101–116.
10. Бауков А.В., Кушнарев А.С., Бабицкий Л.Ф., Рожнов П.Н. Контактная задача в теории взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных машин с материалами // Аналитические и графические методы рационального конструирования поверхности рабочих органов почвообрабатывающих машин: науч. тр. УСХА. Вып. 165. Киев, 1975.
11. Кушнарев А.С. Механика почв: задачи и состояние работ // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1987. № 3. С. 9–13.
12. Кушнарев А.С., Бауков А.В., Найдыш В.М. Проектирование рыхлительные рабочих органов культиваторов. Киев, 1979. 18 с.
13. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями. Днепропетровск, 1999. 139 с.
14. Зеленин А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1968. 375 с.
15. Кулен А., Куиперс Х. Современная земледельческая механика. М.: Агропромиздат, 1986. 384 с.
16. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М.: Машиностроение, 1977.
5. Syromyatnikov YU.N. Substantiation of the plow-share profile with the driving discs of the soil-cultivating loosening and separating vehicle. Sel'skoe hozyajstvo. 2017. No 2, pp. 18–29 (in Russ.). DOI: 10.7256/2453-8809.2017.2.23150.
6. Syromyatnikov YU.N. Improving the efficiency of the technological process of the movement of the soil on the plowshare of a soil-cultivating loosening and separating vehicle. Sel'skoe hozyajstvo. 2017. No 1, pp. 48–55 (in Russ.). DOI: 10.7256/2453-8809.2017.1.22037.
7. Syromyatnikov YU.N. Improvement of the working bodies of the rotor of the loosening and separating soil tillage vehicle ensuring the minimum energy expenditure for its work. Inzheneriya prirodokoris-tuvannya. 2018. No 1(9), pp. 91–95 (in Russ.).
8. Syromyatnikov YU.N. Substantiation of the shape of the arm of the minimum traction resistance. Sil'skogospodars'ki mashini. 2018. No 39, pp. 117–132 (in Russ.).
9. Nanka A.V., Syromyatnikov YU.N. The effect of the rotor speed of the tillage machine on the quality indicators of its work. Agrotekhnika i ehnergoobespechenie. 2018. No 2(19), pp. 101–116 (in Russ.).
10. Baukov A.V., Kushnarev A.S., Babickij L.F., Rozh-nov P.N. The contact problem in the theory of the interaction of the working bodies of agricultural vehicles with materials. Analiticheskie i graficheskie metody racional'nogo kon-struirovaniya poverhnosti rabochih organov pochvoobrabatyvayushchih mashin: Nauch. tr. USKHA. Vyp. 165. Ki-ev, 1975 (in Russ.).
11. Kushnarev A.S. Soil mechanics: tasks and state of work. Mekhanizaciya i ehlektrifikaciya sel'skogo hozyajstva. 1987. No 3, pp. 9–13 (in Russ.).
12. Kushnarev A.S., Baukov A.V., Najdysh V.M. Proektirovanie ryhlitel'nyh rabochih organov kul'tivatorov [Design of loosening working bodies of cultivators]. Kiev, 1979. 18 p.
13. Panchenko A.N. Teoriya izmel'cheniya pochv pochvoobrabatyvayushchimi orudiyami [Theory of grinding soil tillage tools]. Dnepropetrovsk, 1999. 139 p.
14. Zelenin A.N. Osnovy razrusheniya gruntov me-khanicheskimi sposobami [Fundamentals of soil destruction by mechanical methods]. 2-e izd. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1968. 375 p.
15. Kulen A., Kuipers H. Sovremennaya zemle-del'cheskaya mekhanika [Modern agricultural mechanics]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1986. 384 p.
16. Sineokov G.N., Panov I.M. Teoriya i raschet pochvoobrabatyvayushchih mashin [Theory and calcu-lation of tillage machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977.

References

1. Syromyatnikov YU.N. Investigation of the work process of an experimental cultivator for continuous tillage. Aehkonomika: ehkonomika i sel'skoe hozyajstvo, 2018. No 4 (28), pp. 4 (in Russ.).
2. Pashchenko V.F., Syromyatnikov YU.N., Hramov N.S. The physical essence of the process of interaction with the soil of the working body with a flexible element. Sel'skoe hozyajstvo. 2017. No. 3, pp. 33–42 (in Russ.). DOI: 10.7256/2453-8809.2017.3.24563.
3. Pashchenko V.F., Syromyatnikov YU.N. Soil-cultivating machine to a grain seeder in «No till» technologies. Aehkonomika: ehkonomika i sel'skoe hozyajstvo, 2018. No 3 (27), pp. 6 (in Russ.).
4. Pashchenko V.F., Siromyatnikov YU.M. i dr. Justification of the expediency of state support for domestic agricultural machinery. Visnik Harkiv'skogo nacional'nogo tekhnichnogo universitetu sil'skogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. 2016. No 173, pp. 53–68 (in Russ.).

ВЛИЯНИЕ УГЛА РЫХЛЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЗЕМЛЕДЕЛЬЧЕСКОГО ОРУДИЯ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ РАЗРУШЕНИЯ ПОЧВЕННЫХ АГРЕГАТОВ

THE INFLUENCE OF THE ANGLE OF LOOSENING OF THE WORKING BODY OF AN AGRICULTURAL INSTRUMENT ON THE INTENSITY OF DESTRUCTION OF SOIL AGGREGATES

В.И. МЯЛЕНКО, д.т.н.

ФГБОУ ВО Кемеровский ГСХИ, Кемерово, Россия,
lapa_25@bk.ru

V.I. MYALENKO, DSc in Engineering

Kemerovo State Agricultural Institute, Kemerovo, Russia,
lapa_25@bk.ru

Следствием механической обработки почвы, помимо положительных результатов, являются и отрицательные последствия, связанные с разрушением первичных почвенных микроагрегатов. Часть почвенных микроагрегатов, которые непосредственно контактируют с поверхностью рабочего органа земледельческого орудия, сминаются и разрушаются. Непосредственно микроагрегат представляет собой устойчивую почвенную совокупность, или структурную единицу спелой почвы. В центре микроагрегата имеются твердые частицы материнской породы, как правило – это диоксиды кремния SiO_2 , вокруг которых располагается плотная органическая оболочка. Факт разрушения первичных почвенных микроагрегатов в обрабатываемом слое почвы подтверждается износом рабочих органов земледельческих орудий, которые подвергаются воздействию абразивных частиц материнской породы, образующихся вследствие разрушения самих микроагрегатов. Получается, что интенсивность износа рабочих органов косвенным образом характеризует интенсивность разрушения почвенных микроагрегатов. В результате обработки спелых почв, ее рыхление с целью обеспечения не менее 50 % пористости, попутно измельчая, разрушает определенный слой структуры агрегатного строения той же самой почвы. Данные противоречия формируют задачу поиска решения снижения возможности разрушения агрегатного строения почвы при ее обработке земледельческими орудиями.

Целью настоящей работы явилось выявление влияния геометрических параметров рабочих органов земледельческих орудий на интенсивность разрушения микроагрегатов в прилегающем слое почвы. Данная цель достигалась посредством теоретических исследований и при использовании имитационных лабораторных испытаний, в результате которых определены интервалы геометрических характеристик рабочих органов, при которых достигается наименьшее разрушение почвенных микроагрегатов.

Ключевые слова: разрушение почвенных микроагрегатов, нормальные давления почвы, сдвигающие силы, дилатансия.

The consequence of mechanical tillage, in addition to achieving positive results, are also negative consequences associated with the destruction of the primary soil microaggregates. Some of the soil microaggregates that are in direct contact with the surface of the working body of the agricultural tools are crushed and destroyed. Directly microaggregate is a sustainable soil aggregate, or structural unit of ripe soil. In the center of the microaggregate there are solid particles of the parent rock, as a rule, these are SiO_2 silica, around which there is a dense organic shell. The very fact of the destruction of the primary soil microaggregates in the treated soil layer is confirmed by the wear of the working bodies of agricultural tools, which are carried out by abrasive particles of the parent rock due to the destruction of the microaggregates themselves. It turns out that the intensity of wear of the working bodies indirectly characterizes the intensity of the destruction of soil microaggregates. As a result of the processing of ripe soils, its loosening in order to ensure at least 50 % of porosity, simultaneously grinding, destroys a certain layer of the structure of the aggregate structure of the same soil. These contradictions form the problem of finding a solution, reducing the possibility of destruction of the aggregate structure of the soil when it is processed by agricultural tools.

The purpose of this work was to identify the influence of the geometrical parameters of the working bodies of agricultural tools on the intensity of destruction of microaggregates in the adjacent soil layer. This goal was achieved through theoretical studies and with the use of simulation laboratory tests, as a result of which the intervals of the geometric characteristics of the working bodies, at which the smallest destruction of soil microaggregates is achieved, are determined.

Keywords: destruction of soil microaggregates, normal soil pressure, shear forces, dilatancy.

Введение

Весь опыт земледелия с применением разнообразных технологий, как правило, предусматривает периодическую обработку почвы. Обрабатывают почву для обеспечения необходимой аэрации и уничтожения корней сорных растений, а также получения требуемой плотности и влажности и в целом для создания благоприятных условий для развития культурных растений.

Вместе с тем, в прилегающем к рабочим органам слое почвы происходят разрушения почвенных микроагрегатов, а высвобожденные таким образом твердые частицы материнской породы истирают и изнашивают поверхности трения рабочих органов [1]. Интенсивность износа, как и величины силового нагружения рабочих органов, в первую очередь зависят от углов наклона их лезвий относительно дна борозды или от углов рыхления [2, 3]. Угол рыхления выбирают исходя из агротехнических требований и назначения для тех или иных земледельческих орудий.

Цель исследования

В качестве задачи настоящего исследования было принято решение проанализировать влияние угла рыхления почвы рабочим органом земледельческого орудия на интенсивность разрушения микроагрегатов в обрабатываемом слое почвы.

Материалы и методы

Действие рабочего органа земледельческого орудия в процессе рыхления сопровождается внутренними напряжениями в структуре обрабатываемого слоя почвы. В качестве образца исследуемого рабочего органа был принят рыхлитель, выполненный в форме прямого клина. Начальным источником напряжений в почве является горизонтальная составляющая от действия рыхлителя. На рис. 1 показана схема действия прямого клина рыхлителя на обрабатываемый слой почвы.

Рассматривая напряжения, возникающие в структуре спелой почвы при ее механическом рыхлении: напряжения сжатия σ_2 и растяжения σ_1 , которые при своих предельных значениях создают сдвиговый эффект в направлении действия касательного напряжения τ [4]. Почва приобретает состояние, близкое к зернистой среде в период своей спелости при определен-

ных температурах и влажности, когда в почве в наличии воздух и вода, а твердая фаза представляет собой отдельные почвенные совокупности, скрепленные между собой. Сами совокупности состоят из первичных структурных единиц микроагрегатов. Сдвиговые явления при рыхлении происходят за счет преодоления внутренних связей, скрепляющих совокупности между собой, при этом происходят взаимные перемещения, которые увеличивают первоначальный объем почвы, увеличивают ее пористость [5]. Сдвиговые явления в зернистых средах, за счет которых увеличивается первоначальный объем, называют дилатансией [6]. В соответствии с законом Кулона величина касательного сдвигающего напряжения τ_{eg} определяется следующим образом [7]:

$$\tau_{eg} = \sigma_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi + C, \quad (1)$$

где σ_2 – предельное напряжение сжатия; φ – угол внутреннего трения; C – удельное сцепление между почвенными совокупностями.

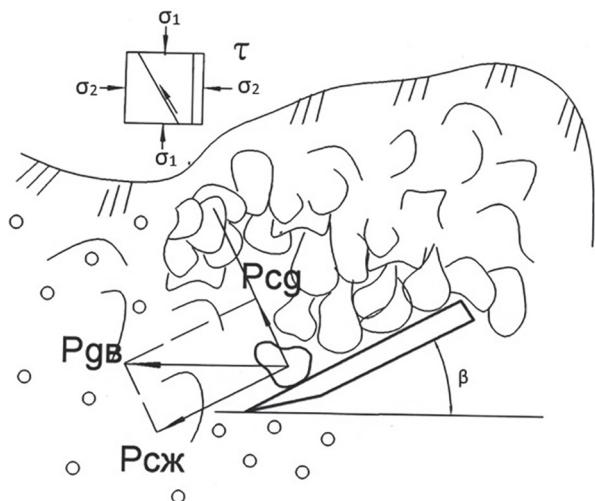
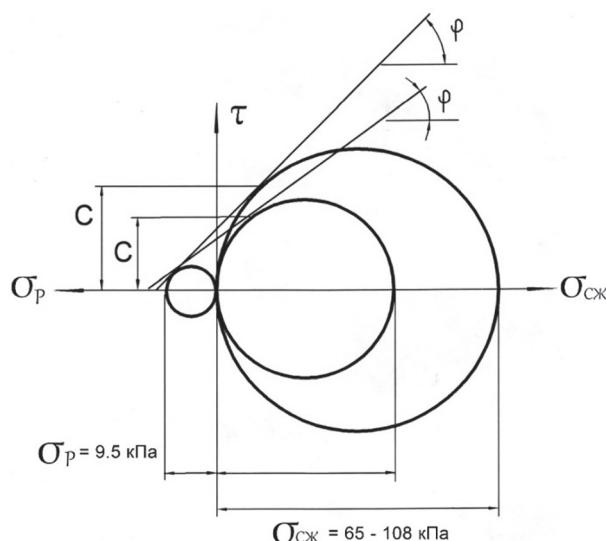


Рис. 1. Схема действия прямого клина рыхлителя на обрабатываемый слой почвы

В реальных условиях значения предельных напряжений почвы изменяются в довольно широких пределах в зависимости от типов почвы и ее влажности. Для каждого конкретного случая определение φ и C можно производить при помощи примерного паспорта прочности спелой почвы.

На рис. 2 изображены круги Мора, где посредством графического изображения предельных напряжений и их диапазона изменения определяются постоянные φ и C в уравнении (1). Для практического применения в первом

**Рис. 2. Примерный паспорт прочности спелой почвы:**

σ_p , σ_{sk} – предельные напряжения растяжения и сжатия; φ – угол внутреннего трения; C – удельное сцепление между почвенными совокупностями

приближении закон Кулона можно выразить через сдвигающую силу P_{cg} :

$$P_{cg} = N \cdot \operatorname{tg} \varphi + P_0, \quad (2)$$

где N – нормальное давление; φ – угол внутреннего трения; P_0 – начальная сила сдвига, по природе подобная C в формуле (1).

Вся трудность последующего подхода к выявлению интенсивности разрушения почвенных микроагрегатов, при известных значениях предельных напряжений, заключается в определении нормальных давлений, действующих на обрабатываемый слой почвы со стороны рабочего органа рыхлителя.

Результаты и обсуждения

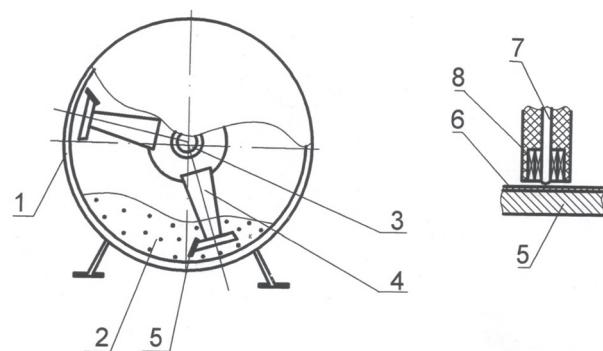
Процесс разрушения микроагрегатов происходит в следующей последовательности. Вначале на поверхности рабочего органа происходит сжатие, и затем, перемещаясь, микроагрегаты истирают твердыми частицами материнской породы поверхность трения рабочего органа. При изменении угла рыхления меняется величина сдвигающей силы P_{cg} , и, когда она будет превышать начальную силу сдвига, т.е. $P_{cg} > P_0$, почвенные совокупности перемещаются в направлении сдвига, а их место занимают следующие совокупности. В итоге при проведении исследований важно знать изменение величин нормальных давлений при изменении углов рыхления рабочего органа. Измерение нормальных давлений во всех точках поверхности трения при стендовых испытаниях про-

водилось косвенным образом исходя из закона Амонтона-Кулона:

$$N = \frac{\Delta \text{Из}}{\operatorname{tg} \varphi_1 \cdot K}, \quad (3)$$

где $\Delta \text{Из}$ – точечная величина выноса материала по глубине с поверхности трения; φ_1 – угол трения почвы о поверхность износа; K – коэффициент, характеризующий сопротивляемость абразивному износу поверхности трения.

Интенсивность абразивного износа в разных точках поверхности трения измерялась на лабораторном стенде [8], схема которого приведена на рис. 3.

**Рис. 3. Стенд для ускоренных имитационных испытаний рабочих органов на абразивный износ:**

1 – барабан; 2 – почвенно-песчаная среда, хорошо измельченная с влажностью до 20–25 %; 3 – вал; 4 – стойки; 5 – испытываемый рабочий орган; 6 – легкоистираемый материал; 7 – сердечник; 8 – катушка

На испытываемый рабочий орган рыхлителя 5 наносился легкоистираемый материал 6, по результатам изнашивания которого производилось измерение толщины слоя нанесенного материала. Толщина слоя измерялась магнитоиндукционным методом с помощью сердечника 7 и катушки 8. Далее по зависимости (3) рассчитывалась величина нормального давления.

Результаты измерений и расчетов представлены на рис. 4. Из графиков следует, что на всей длине клина рыхлителя имеют место разные величины нормальных давлений. Наибольшие величины давления возникают ближе к кромке лезвия рыхлителя. В то же время при углах рыхления 20–25° величины нормальных давлений остаются примерно постоянными по всей длине пути трения. Уравнения регрессии функций нормальных давлений в зависимости от длины пути трения имеют следующий вид:

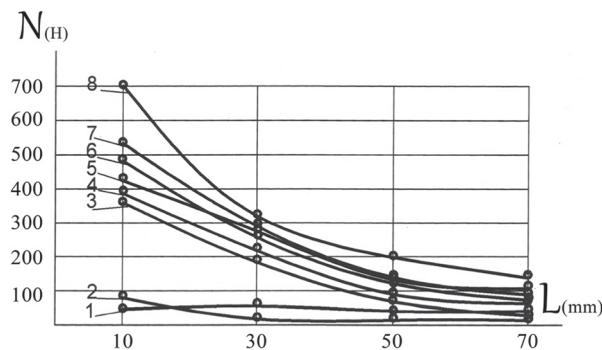


Рис. 4. Графики изменения нормальных давлений на поверхности трения рыхлителя:

N – нормальное давление; L – координата точек измерения нормальных давлений в размерах от кромки лезвия; 1 – функция $N = f(L, \beta = 20^\circ)$; 2 – функция $N = f(L, \beta = 25^\circ)$; 3 – функция $N = f(L, \beta = 30^\circ)$; 4 – функция $N = f(L, \beta = 35^\circ)$; 5 – функция $N = f(L, \beta = 40^\circ)$; 6 – функция $N = f(L, \beta = 45^\circ)$; 7 – функция $N = f(L, \beta = 50^\circ)$; 8 – функция $N = f(L, \beta = 55^\circ)$

$$\left\{ \begin{array}{l} N_1 = f(L, 20^\circ), N_1 = -0,0019L^2 + 0,075L + 5,68; \\ N_2 = f(L, 25^\circ), N_2 = 0,0031L^2 - 0,335L + 11,088; \\ N_3 = f(L, 30^\circ), N_3 = 0,0094L^2 - 1,305L + 49,263; \\ N_4 = f(L, 35^\circ), N_4 = 0,0069L^2 - 1,125L + 49,813; \\ N_5 = f(L, 40^\circ), N_5 = 0,0094L^2 - 1,335L + 55,963; \\ N_6 = f(L, 45^\circ), N_6 = 0,0138L^2 - 1,750L + 64,105; \\ N_7 = f(L, 50^\circ), N_7 = 0,0138L^2 - 1,820L + 70,925; \\ N_8 = f(L, 55^\circ), N_8 = 0,0219L^2 - 2,665L + 95,412. \end{array} \right. \quad (4)$$

Анализируя $N = f(L, \beta)$, можно с определенной достоверностью предположить, что при углах рыхления $\beta = 20-25^\circ$, когда нормальные давления по всей длине рыхлителя близки к постоянным величинам, слой обрабатываемой почвы равномерно перемещается по поверхности трения, а сдвиговые деформации незначительны. При таких углах рыхления разрушение микроагрегатов почвы происходит только в слое непосредственного контакта с поверхностью трения рабочего органа. При данных значениях углов рыхления можно считать, что сдвигающие силы имеют свои номинальные значения. Далее они изменяются при увеличении углов крошения β . Тогда в выражении (2) переменная только одна – $N = f(L)$. Принимая номинальные значения сдвигающей силы за единицу, можно сравнить ее изменение в зависимости от углов рыхления. В этом случае удобно воспользоваться расчетом площадей,

криволинейных трапеций, ограниченных уравнениями регрессии (4):

$$\sum P_{cgh} = \int_{10}^{70} P_{cgh} dL = \int_{10}^{70} [(-0,0019L^2 + 0,075L + 5,680) \operatorname{tg} \varphi + P_0] dL = 57,36 \text{ мм}^2, \quad (5)$$

где $\sum P_{cgh}$ – номинальное значение суммарной величины сдвигающей силы; P_{cgh} – номинальная сдвигающая сила; L – координата точек измерения нормальных давлений в размерах от кромки лезвия.

Тогда относительное изменение суммарной величины сдвигающей силы определяется соотношением:

$$\frac{\sum P_{cgi}}{P_{cgh}} = \theta, \quad (6)$$

где $\sum P_{cgi}$ – суммарная величина сдвигающей силы при угле i рыхления почвы; θ – относительное изменение суммарной сдвигающей силы.

Рассчитанные значения θ при разных углах рыхления почвы по зависимостям (4) и (5) представлены на рис. 5.

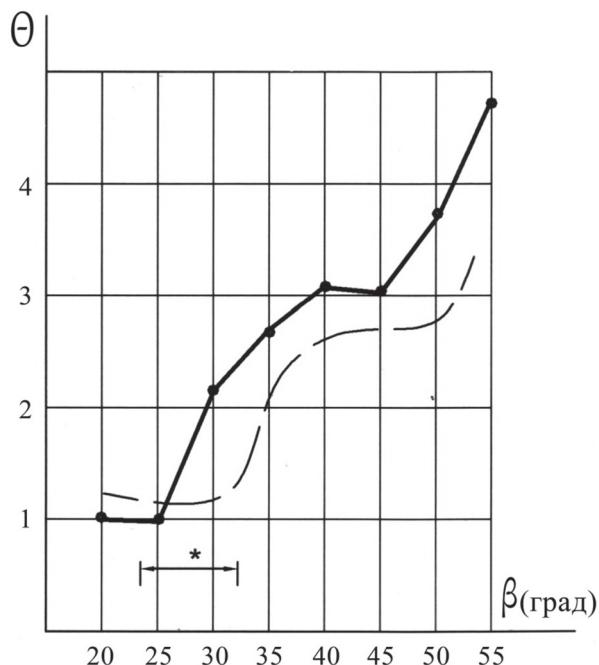


Рис. 5. Относительное изменение суммарных величин сдвигающей силы в зависимости от углов рыхления рабочим органом земледельческого орудия

Из графиков следует, что изменение величин суммарных сдвигающих сил в зависимости от увеличения угла рыхления почвы носит не линейный характер. При увеличении угла

рыхления более 25° значительно увеличиваются суммарные сдвигающие силы. Следует иметь в виду, что в лабораторных условиях почвенно-песчаная среда была достаточно однородной по составу, и хорошо взрыхленной, и с низкой влажностью, а также то, что в данных условиях величина начальной сдвигающей силы P_0 (см. уравнение 2) была значительно меньше, чем имеется в реальном почвенном сложении. В реальных почвах следует ожидать смещение графика зависимости (рис. 5) за счет увеличения P_0 – как показано штриховыми линиями.

Заключение

В результате проведенных исследований установлено следующее. При углах рыхления менее $25-30^\circ$, слой почвы, обрабатываемый земледельческим орудием, равномерно перемещаясь по поверхности трения рабочего органа, воспринимает практически одинаковое давление по всей длине перемещения; в этом случае следует считать, что происходят наименьшие разрушения микроагрегатной структуры почвы.

При увеличении угла рыхления более 30° обрабатываемый слой почвы испытывает неравномерное давление по длине пути перемещения. Наибольшие величины давлений возникают ближе к кромке лезвия рабочего органа рыхлителя. В местах наибольшего давления почвенные совокупности (микроагрегаты) интенсивно истирают своими частицами материнской породы рабочий орган, при этом, сами истираясь, перемещаются сдвиговыми силами верхнего слоя обрабатываемой почвы.

Для углов рыхления $25-30^\circ$ принимаем давление на обрабатываемый слой почвы за номинальное, и далее, сравнивая его со значениями при больших углах рыхления, имеем увеличение от номинального в 2–4 раза, что характеризует значительный рост интенсивности разрушения микроагрегатов.

Литература

- Панов И.М., Ветохин В.И. Физические основы механики почв. Киев: Феникс, 2008. 266 с.
- Шеин Е.В. Курс физики почв. М.: Изд-во МГУ, 2005. 432 с.
- Севернев М.М., Подлекаев Н.Н., Сохадзе В.Ш., Китиков В.О. Износ и коррозия сельскохозяйственных машин / под ред. М.М. Севернева. Минск: Белорус. Новука, 2011. 333 с.

- Цытович Н.А. Механика грунтов. Краткий курс. М.: Ленанд., 2014. 288 с.
- Гросс Е.Е., Кокорева А.А., Кулижский С.П., Николаева Е.И., Соловьева Т.П. Исследование изменения прочности агрегатов почв при различных сельскохозяйственных нагрузках // Вестн. Том. Гос. ун-та. 2013. № 368. С. 180–185.
- Бурлаков В.Н., Тер-Мартиросян А.З. Дилатанция, влияние на деформируемость грунтов // Вестн. МГСУ. 2010. № 4. С. 218–222.
- Евстифьев Д.В., Дроздовский Г.П., Шоль Н.Р. Исследование параметров грунта при его прямом сдвиге // Актуальные проблемы лесного комплекса. 2005. № 3. С. 128–132.
- Установка для испытания на абразивный износ рабочих органов почвообрабатывающих машин: пат. 2649241, Российская Федерация / Мяленко В.И., Маринов Н.А., Санкин А.С., Бузян О.Н., Понуровский В.А.; опубл. 30.03.2018.

References

- Panov I.M., Vetrohin V.I. Fizicheskie osnovy mekhaniki pochv [Physical fundamentals of soil mechanics]. Kiev: Feniks Publ., 2008. 266 p.
- SHein E.V. Kurs fiziki pochv [Soil physics course]. Moscow: Izd-vo MGU Publ., 2005. 432 p.
- Severnev M.M., Podlekaev N.N., Sohadze V.SH., Kitikov V.O. Iznos i korroziya sel'skohozyajstvennyh mashin [Wear and corrosion of agricultural machinery]. Pod red. M.M. Severneva. Minsk: Belarus. Novuka Publ., 2011. 333 p.
- Cytovich N.A. Mekhanika gruntov. Kratkij kurs [Soil mechanics. Brief course]. Moscow: Lenand. Publ., 2014. 288 p.
- Gross E.E., Kokoreva A.A., Kulizhskij S.P., Nikolaeva E.I., Solov'eva T.P. Investigation of changes in the strength of soil aggregates under various agricultural loads. Vestn. Tom. Gos. un-ta. 2013. No 368, pp. 180–185.
- Burlakov V.N., Ter-Martirosyan A.Z. Dilatancy, effect on soil deformability. Vest. MGSU. 2010. No 4, pp. 218–222.
- Efstifeev D.V., Drozdovskij G.P., SHol' N.R. Investigation of soil parameters in its forward shear. Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa. 2005. No 3, pp. 128–132.
- Myalenko V.I., Marinov N.A., Sankin A.S., Buziyan O.N., Ponurovskij V.A. Ustanovka dlya ispytaniya na abrazivnyj iznos rabochih organov pochvoobrabatyvayushchih mashin [Installation for testing the abrasive wear of the working bodies of tillage machines]: patent na izobretenie No 2649241, RF. Opublikovano 30.03.2018.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРКА СТРУКТУРЫ ПОЛУПРИЦЕПНЫХ И ПРИЦЕПНЫХ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ТВЕРДЫХ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

DETERMINATION OF THE STRUCTURE PARK OF SEMITRAILED AND TRAILED MACHINES FOR APPLYING SOLID MINERAL FERTILIZERS

М.Б. ЛАТЫШЕНOK¹, д.т.н.

А.В. ШЕМЯКИН¹, д.т.н.

В.В. ТЕРЕНТЬЕВ¹, к.т.н.

К.П. АНДРЕЕВ¹, к.т.н.

В.А. МАКАРОВ², д.т.н.

О.И. ЖУРАВЛЕВА²

¹ Рязанский государственный агротехнологический университет, Рязань, Россия

² Институт технического обеспечения сельского хозяйства – филиал ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Рязань, Россия, vvt62ryazan@yandex.ru

М.Б. LATYSHENOK¹, DSc in Engineering

A.V. SHEMYAKIN¹, DSc in Engineering

V.V. TERENT'EV¹, PhD in Engineering

K.P. ANDREEV¹, PhD in Engineering

V.A. MAKAROV², DSc in Engineering

O.I. ZHURAVLEVA²

¹ Ryazan State Agrotechnological University Named After Pavel A. Kostychev, Ryazan, Russia

² Institute of Technical Support of Agriculture – branch of Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Ryazan, Russia, vvt62ryazan@yandex.ru

Урожайность сельскохозяйственных культур зависит от эффективного использования твердых минеральных удобрений. Эффективность самих минеральных удобрений зависит от способа и качества их внесения (равномерности распределения и места подачи к корням растений). В последние годы на рынке России, ввиду отсутствия политики по выпуску машин отечественного производства, имеется большое количество импортных машин и оборудования для внесения твердых минеральных удобрений, что создает определенные трудности в их обслуживании и эксплуатации. Главным преимуществом прицепных и полунавесных машин, предназначенных для внесения удобрений, является большой объем бункера, снижение нагрузки на трактор и ширина захвата. В статье описываются технологии внесения минеральных удобрений, рассматривается потребность в прицепных и полунавесных машинах при соответствующих затратах рабочего времени и определения балансовой стоимости машин на заводе-изготовителе. При исследовании существующих технологий внесения удобрений, объемов и сроков внесения, потребного количества транспортных средств, а также технико-эксплуатационных и технико-экономических показателей, были рассмотрены пять вариантов исходных условий, отличающихся один от другого степенью учета реальной ситуации. В результате было получено расчетное число машин необходимых для каждого варианта. На основе проведенного исследования были сделаны выводы о том, что для качественного использования технологий внесения твердых минеральных удобрений необходимо сократить потери рабочего времени, сократить простой транспортных средств по эксплуатационным причинам, обеспечить производителей сельскохозяйственной продукции высокопроизводительными разбрасывателями и погрузчиками.

Ключевые слова: минеральные удобрения, технология внесения, машина для внесения, методические рекомендации.

The yield of crops depends on the effective use of solid mineral fertilizers. The effectiveness of the mineral fertilizers themselves depends on the method and quality of their application (uniform distribution and place of supply to the roots of plants). In recent years, the Russian market has a large number of imported machines and equipment for the application of solid mineral fertilizers, which creates certain difficulties in their maintenance and operation and the lack of a policy for the production of domestically made machines. The main advantage of trailed and semi-mounted machines designed for fertilizer application is a large bunker volume, reduced load on the tractor and the width of the grip. The article describes the technology of mineral fertilizers, considers the need for trailed and semi-mounted machines with the corresponding cost of working time and determine the book value of machines at the manufacturer. In the study of existing technologies of fertilizer application, the volume and timing of application, the required number of vehicles, as well as technical, operational and technical and economic indicators, five baseline options were considered, differing from one another by the degree of consideration of the real situation. As a result, the estimated number of machines required for each option was obtained. Based on the study, it was concluded that for the qualitative use of solid mineral fertilizer application technology, it is necessary to reduce the loss of working time, reduce vehicle downtime for operational reasons, provide agricultural producers with high-performance spreaders and loaders.

Keywords: mineral fertilizers, application technology, application machine, methodical recommendations.

Введение

Стремление сельхозпроизводителей к получению максимальных урожаев явились основой широкого применения удобрений. Разнообразие почв и возделываемых культур, различие их плодородия требует практически неограниченного сочетания видов и доз минерального питания [1]. Решение этой проблемы осуществляется путем последовательного внесения каждого вида питательных элементов, внесением сложных удобрений или их смесей различных форм и состава (органично-минеральные смеси, смеси твердых и жидкых удобрений и ряд других). В этой связи необходимо совершенствование технологий и средств механизации для увеличения урожайности и повышения качества урожая [2, 3].

Твердые минеральные удобрения доставляют в поле и вносят в определенные периоды года, обусловленные агротехническими сроками внесения, под различные культуры в разных природно-производственных зонах России. Твердые минеральные удобрения вносят по прямоточной, перевалочной и перегрузочной технологическим схемам [4].

Рассмотрим данные схемы.

Прямоточная. Удобрения загружают на складе в разбрасыватель, который вывозит их в поле и разбрасывает или заделывает в почву. Такая схема целесообразна при расстоянии от склада до поля не более 5 км и грузоподъемности машин 4–6 т.

Перевалочная. Удобрения, доставляемые со склада транспортными средствами, перегружаются в стационарное полевое хранилище или передвижную полевую емкость, из которых затем заправляют машины для внесения.

Перегрузочная. Удобрения со склада до поля доставляют транспортными средствами, из которых затем их перегружают в машины для внесения и вносят в поле. Схему применяют при дальности перевозки выше 5 км и грузоподъемности машин 4–6 т [5].

Последняя имеет разновидности: из обычных транспортных средств удобрения можно перегружать в прицеп-разбрасыватель специальным автомобилем-самосвалом с устройством предварительного подъема кузова; из автомобиля-самосвала общего назначения при помощи передвижной эстакады – в прицепы разбрасыватели.

Цель исследования

Теоретически показать зависимость затрат рабочего времени работы разбрасывателя и транспортных средств от их технических характеристик, а также от допустимых затрат на доставку и внесение удобрений. Установить критерий оптимальности по доставке и внесению удобрений. Привести результаты расчетов этих параметров и потребность в разбрасывателях в зависимости от применяемых технологий, отвечающих агротехническим требованиям [6].

Объекты и методы исследования

При решении задачи предусматривается, что удобрения вносятся подразделениями хозяйств. При этом принимается во внимание, что хозяйства не всегда могут привлечь для внесения удобрений все имеющиеся в их распоряжении тракторы и автомобили-самосвалы в связи с тем, что в эти периоды выполняются и другие виды работ. Учитывается, что в сельском хозяйстве не хватает рабочей силы, а в перспективе она будет увеличиваться, поэтому затраты рабочего времени на внесение удобрений не должны превышать установленных нормативов.

В связи с этим введем ограничения по затратам рабочего времени:

$$\sum_{J \bar{j} i} \sum_{\bar{J} \bar{j} ikms} C_{\bar{J} \bar{j} ikms} (Q_j, B_{pj}, v_{pj}) V^{z\tau}_{J \bar{j} kms} / \sum_{kms} V^{(z\tau)}_{kms} \leq Z_{\text{доп}}^{(z\tau)},$$

где $Z_{\text{доп}}^{(z\tau)}$ – затраты рабочего времени разбрасывателя J и транспортных средств \bar{J} при работе по технологической схеме i ; m – длина гона; s – доза внесения; Q_j – грузоподъемность; B_{pj} – рабочая ширина захвата агрегата i ; v_{pj} – рабочая скорость агрегата; $V^{(z\tau)}$ – количество удобрений, которое доставляется транспортным средством \bar{J} и вносится разбрасывателем i в зоне z за период τ по технологической схеме; $V^{(z\tau)}_{kms}$ – количество удобрений, которое необходимо внести в зоне z за период τ ; $Z_{\text{доп}}^{(z\tau)}$ – допустимые затраты рабочего времени на доставку и внесение 1 т удобрений.

Предполагается, что весь выпуск прицепов-разбрасывателей каждого типоразмера сосредоточен на заводе, тогда потребность P_j , годовая загрузка T_{ri} и объем N_j выпуска связаны с планом использования разбрасывателей \bar{J} зависимостями:

$$P_j = \frac{\sum_{\tau} \max_{kms} \sum_{kms} V_{kms}^{(\tau)}}{[W_{jikms}^{(\tau)}(Q_i, B_{pj}, v_{pj})]};$$

$$T_{rj} = \frac{1}{P_j} \frac{\sum_{\tau} T_n^{(\tau)} \sum_{jikms} V_{jikms}^{(\tau)}}{[W_{jikms}^{(\tau)}(Q_j, B_{pj}, v_{pj})]}; N_j = K_j^b P_j.$$

где $T_n^{(\tau)}$ – количество рабочих часов в периоде τ зоны z ; K_j^b – коэффициент, связывающий потребности с объемом выпуска разбрасывателей j .

Известны следующие выходные данные: объемы и сроки внесения твердых минеральных удобрений в каждой зоне; природно-производственные условия эксплуатации машин при внесении; технико-эксплуатационные и экономические показатели транспортных средств, свободных от других работ, которые могут быть использованы на внесении удобрений в каждой зоне [7]; предельная грузоподъемность; ширина захвата и рабочая скорость разбрасывателей; зависимость себестоимости изготовления разбрасывателей от их годового выпуска. При этом предполагается, что типаж разбрасывателей существенно не изменяется по районам применения и потребность в них определяется с помощью поправочных коэффициентов.

Данные о сроках, дозах, объемах вносимых удобрений по периодам года, расстояниях при перевозке, длине гонов могут быть получены путем обработки технологических карт. Число машин по зонам в стране распределяется исходя из их количества по состоянию на 2010 г.: для тракторов – пропорционально нормам зональной потребности [8, 9], для автомобилей-самосвалов – пропорционально их фактическому числу в зонах в 2009 г.

Балансовая цена разбрасывателей определяется как:

$$\Pi_6 = \varphi \cdot \lambda_h \cdot \mu \sum_{m^1=1}^n S_{m^1},$$

где φ – коэффициент, учитывающий плановую рентабельность завода-изготовителя и стоимость доставки в хозяйство; $\lambda_h = 1,280N^{-0,156}$ – коэффициент серийности, выраженный себестоимостью изготовления от объема выпуска; $\mu = 1,18$ – коэффициент, учитывающий стоимость сборки разбрасывателя; m^1 – номер узла ($m^1 = 1, \dots, n$); S_{m^1} – себестоимость изготовления m^1 узла разбрасывателя.

Критерий оптимальности – минимум суммарных приведенных затрат на выполнение годового объема работ по доставке и внесению твердых минеральных удобрений.

Все перечисленные условия в формализованном виде могут быть учтены в экономико-математической модели. Задача решена применительно к пяти вариантам исходных условий, отличающихся один от другого степенью учета реальной ситуации. Рассмотрим эти варианты.

А (идеальный вариант) – без ограничений по затратам рабочего времени, числу транспортных средств (автомобилей-самосвалов) и тракторов.

Б – без ограничений по затратам рабочего времени, но с ограничением по числу автомобилей-самосвалов и тракторов.

В (реальный) – со всеми ограничениями;

Г – со всеми ограничениями при условии выбора типоразмеров прицепов разбрасывателей из типажа, предусмотренного системой машин до 2020 г.

Д – со всеми ограничениями и при условии выбора типоразмеров прицепов-разбрасывателей из типажа, предусмотренного системой машин до 2020 г.

В вариантах А, Б и В решена задача оптимизации типоразмерного ряда, параметров и структуры парка прицепов-разбрасывателей, в вариантах Г и Д оптимизировалась только структура их парка.

Наиболее полно учитывают реальные условия – ограничения в наличии механизаторов, свободных тракторов и автомобилей – вариант В.

Результаты расчета типов, параметров и потребности в разбрасывателях приведены в таблице.

Расчетное число машин определено при условии, что использование их организовано хорошо, потери рабочего времени по организационным причинам минимальны, обеспеченность высокопроизводительными погрузчиками полная.

Выходы

На основе проведенного исследования можно сделать вывод о том, что для качественного использования технологий внесения твердых минеральных удобрений необходимо сократить потери рабочего времени на внесении, сократить простои транспортных средств по эксплуатационным причинам, обеспечить производителей сельскохозяйственной продукции

Таблица
Результаты расчета типов, параметров и потребности в разбрасывателях

Вариант	Тяговый класс трактора, кН	Тип разбрасывателя	Грузоподъемность, т	Ширина захвата, м	Потребность, шт.
A	14	полуприцепной	4,0	12,0	52 628
Б	14	полуприцепной	4,0	12,0	23 817
	14	прицепной	5,0	12,0	28 781
	30	прицепной	12,0	12,0	82 466
	50	прицепной	18,0	12,0	2 360
В	14	полуприцепной	4,0	12,0	18 313
	14	прицепной	5,0	12,0	24 531
	30	прицепной	12,0	12,0	68 619
	50	прицепной	24,0	12,0	23 131
Г	14	полуприцепной	4,0	10,0	17 747
	14	прицепной	5,0	6,0	40 267
	30	прицепной	10,0	10,0	86 842
	50	прицепной	16,0	12,0	5 509
Д	14	полуприцепной	4,0	10,0	18 688
	14	прицепной	4,0	6,0	38 725
	30	прицепной	9,0	7,0	76 122
	50	прицепной	9,0	7,0	823

высокопроизводительными разбрасывателями и погрузчиками, подобранными по результатам расчетов с учетом рассматриваемых зависимостей, типов, параметров и потребности в разбрасывателях. Комплекс машин по внесению, транспортировке и загрузке должен быть увязан по производительности при минимизации функции затрат на простоя в технологии применения.

Литература

1. Андреев К.П., Шемякин А.В., Костенко М.Ю., Макаров В.А., Терентьев В.В. Совершенствование центробежных разбрасывателей для поверхностного внесения минеральных удобрений // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева. 2017. № 1 (33). С. 54–59.
2. Андреев К.П. Направление совершенствования машин для поверхностного внесения минеральных удобрений // Принципы и технологии экологизации производства в сельском, лесном и рыбном хозяйстве «Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева». 2017. С. 17–21.
3. Шемякин А.В., Терентьев В.В., Андреев К.П. К вопросу разработки комбинированных разбрасывателей удобрений // В сб.: Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве. Материалы Международной науч.-практ. конф. 2017. С. 202–204.
4. Кленин Н.И., Киселев С.Н., Левшин А.Г. Сельскохозяйственные машины. М.: Колос, 2008. 816 с.
5. Андреев К.П. Разработка и обоснование параметров рабочих органов самозагружающейся машины для поверхностного внесения твердых минеральных удобрений: дис. ... канд. техн. наук; Рязанский государственный агротехнологический университет им. П.А. Костычева. Рязань, 2017.
6. Андреев К.П. Влияние неравномерности внесения удобрений на урожайность // Принципы и технологии экологизации производства в сельском, лесном и рыбном хозяйстве. Рязань, 2017. С. 13–17.
7. Исходные требования на базовые машинные технологические операции в растениеводстве. пос. Правдинский: ФГНУ «Росинформагротех», 2005. 270 с.
8. Измайлов А.Ю., Макаров В.А. К вопросу обоснования технико-экономического уровня сельскохозяйственных машин и оборудования // Сельскохозяйственные машины и технологии. М., 2016. С. 3–9.
9. Система машин и технологий для комплексной механизации и автоматизации сельскохозяйственного производства на период до 2020 г. Том 1. Растениеводство. М.: ВИМ, 2012. 304 с.

References

1. Andreev K.P., SHemyakin A.V., Kostenko M.YU., Makarov V.A., Terent'ev V.V. Improvement of

- centrifugal spreaders for the surface application of mineral fertilizers. Vestnik Ryazanskogo gosudarstvennogo agrotehnologicheskogo universiteta im. P.A. Kostycheva. 2017. No 1(33), pp. 54–59.
2. Andreev K.P. The direction of improvement of machines for the surface application of mineral fertilizers. V sbornike: Principy i tekhnologii ekologizacii proizvodstva v sel'skom, lesnom i rybnom hozyaistve «Ryazanskij gosudarstvennyj agrotehnologicheskij universitet im. P.A. Kostycheva» [In the collection: Principles and technologies of ecologization of production in agriculture, forestry and fisheries “Ryazan State Agrotechnological University named after P.A. Kostychev”]. 2017, pp. 17–21.
 3. SHemyakin A.V., Terent'ev V.V., Andreev K.P. Development of combined fertilizer spreaders. V sb.: Tekhnicheskoe obespechenie innovacionnyh tekhnologij v sel'skom hozyaistve. Materialy Mezhdunarodnoj nauch.-prakt. konf. [In collection: Technical support of innovative technologies in agriculture. Materials of the International Scientific Practical Conference]. 2017, pp. 202–204.
 4. Klenin N.I., Kiselev S.N., Levshin A.G. Sel'skohozyajstvennye mashiny [Agricultural machines.]. Moscow: Kolos Publ., 2008. 816 p.
 5. Andreev K.P. Razrabotka i obosnovanie parametrov rabochih organov samozagruzayushchey mashiny dlya poverhnostnogo vneseniya tverdyh mineral'nyh udobrenij : dis. ... kand. tekhn. nauk [Development and substantiation of the parameters of the working bodies of the self-loading machine for the surface application of solid mineral fertilizers: dissertation for degree of Ph.D. (Eng)]; Ryazanskij gosudarstvennyj agrotehnologicheskij universitet im. P.A. Kostycheva. Ryazan', 2017.
 6. Andreev K.P. The influence of uneven fertilization on yield. V sb.: Principy i tekhnologii ekologizacii proizvodstva v sel'skom, lesnom i rybnom hozyaistve [In the collection: Principles and technologies of ecologization of production in agriculture, forestry and fisheries]. Ryazan', 2017, pp. 13–17.
 7. Iskhodnye trebovaniya na bazovye mashinnye tekhnologicheskie operaci v rastenievodstve [Baseline requirements for basic machine process operations in crop production]. Pos. Pravdinskij: FGNU «Rosinformagrotekh» Publ., 2005. 270 p.
 8. Izmajlov A.YU., Makarov V.A. Substantiation of the technical and economic level of agricultural machinery and equipment. Sel'skohozyajstvennye mashiny i tekhnologii. Moscow: 2016, pp. 3–9.
 9. Sistema mashin i tekhnologij dlya kompleksnoj mekhanizacii i avtomatizacii sel'skohozyajstvennogo proizvodstva na period do 2020 g. [The system of machines and technologies for the integrated mechanization and automation of agricultural production for the period up to 2020]. Vol. 1. Rastenievodstvo [Crop production]. Moscow: VIM Publ., 2012. 304 p.