



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Шарипов В.М.

Издается с февраля 1930 г.

1•2018

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Горбачёв И.В.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксенович Т.И.

Кутьков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

Щельцын Н.А.

Учредитель

- Редакция

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

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

Издатель

Московский Политех

Адрес редакции:

115280, Москва, Автозаводская, 16

Тел. (495) 276-33-67

E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru

Сайт: www.mospolytech.ru

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

Дубина К.П., Несмиян А.Ю., Должиков В.В., Ашитко А.А. Обоснование параметров вакуумного высевашеющего аппарата с адаптивными дозирующими элементами для посева кукурузы	Dubina K.P., Nesmiyan A.Yu., Dolzhikov V.V., Ashitko A.A. The substantiation of parameters of sowing machine with adaptive dosing elements for seeding of corn	3
Камбулов С.И., Рыков В.Б., Божко И.В., Колесник В.В. Повышение уровня функционирования сельскохозяйственных почвообрабатывающих машин путем обоснования параметров стойки рабочего органа	Kambulov S.I., Rykov V.B., Bozhko I.V., Kolesnik V.V. Increase in the level of functioning of agricultural tillage machines by justifying the parameters of the column of the working body	9
Маслов Г.Г., Мартынов Б.Ю., Беляев А.В. Анализ качественных показателей работы зерноуборочных комбайнов с различными конструкциями молотильно-сепарирующих устройств	Maslov G.G., Martynov B.Yu., Belyaev A.V. Analysis of qualitative indicators of the operation of combine harvesters with various designs of threshing-separating devices	17
Пахомов А.И. Сравнительный анализ СВЧ-установок для обеззараживания зерна	Pakhomov A.I. Comparative analysis of microwave frequency devices for grain disinfection	21

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

THEORY, DESIGN, TESTING

Акимов А.П., Константинов Ю.В. Методика расчета тягового сопротивления плоского диска лушпильника	Akimov A.P., Konstantinov Yu.V. The method for calculating the traction resistance of a flat disk	27
Городецкий К.И., Шарипов В.М., Алендеев Е.М., Лавлинский А.М. Выбор рациональной схемы балластирования и угла приложения силы тяги для гусеничного трактора	Gorodetskiy K.I., Sharipov V.M., Alendeev E.M., Lavlinskiy A.M. The choice of a rational ballasting scheme and the angle of application of the traction force for a caterpillar tractor	34
Парфенов А.П., Щетинин Ю.С. Об унификации некоторых терминов и понятий, применяемых при изучении наземных транспортно-технологических средств	Parfenov A.P., Shchetinin Yu.S. The unification of certain terms and concepts used in the study of land transport-technological vehicles	40
Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Силовой анализ механизмов перемещения рабочих органов почвообрабатывающих машин по заданной траектории	Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Force analysis of the mechanisms of tillage machines working elements following a specified path	47
Саламандра К.Б. Классификация и синтез трехпоточных вально-планетарных коробок передач	K.B. Salamandra Classification and synthesis of three-loop planetary gearboxes	55
Шкрабак В.С., Джаббаров Н.И. Вероятностно-статистический метод определения эргономических допусков машинно-тракторных агрегатов с газотурбинным двигателем	Shkrabak V.S., Dzhabbarov N.I. Probabilistic-statistical method for determining ergonomic tolerances of machine-tractor units with a gas-turbine engine	68

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

QUALITY, RELIABILITY

Мелькумова Т.В. Влияние модификаторов на сохраняемость резинотехнических изделий сельскохозяйственной техники	Mel'kumova T.V. The influence of modifiers on the conservation of rubber products of agricultural machinery	74
---	---	----

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.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВАКУУМНОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА С АДАПТИВНЫМИ ДОЗИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ДЛЯ ВЫСЕВА КУКУРУЗЫ

THE SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF SOWING MACHINE WITH ADAPTIVE DOSING ELEMENTS FOR SEEDING OF CORN

К.П. ДУБИНА
А.Ю. НЕСМИЯН, к.т.н.
В.В. ДОЛЖИКОВ, к.т.н.
А.А. АШИТКО

Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО
 Донской ГАУ, Зерноград, Россия, achgaa@achgaa.ru

K.P. DUBINA
A.YU. NESMIYAN, PhD in Engineering
V.V. DOLZHIKOV, PhD in Engineering
A.A. ASHITKO

Azov-Black Sea Engineering Institute of the FSBEU HE Don SAU,
 Zernograd, Russia, achgaa@achgaa.ru

Для посева кукурузы применяют сеялки точного высева, одним из наиболее сложных и ответственных узлов которых является высевающий аппарат. Цель представленного исследования – обоснование рациональной конструкции и параметров дозирующих элементов и сбрасывателя «лишних» семян вакуумного высевающего аппарата, обеспечивающих повышение равномерности подачи семян кукурузы в борозду. К использованию в производстве предложен вакуумный высевающий аппарат, в котором продолговатые присасывающие отверстия изготовлены на высевающем диске таким образом, что их длинные оси ориентированы к радиальному направлению под углом α . Кроме того, в конструкции высевающего аппарата толщину первых трех выступов сбрасывателя «лишних» семян предложено изготавливать ступенчато. Опыты, проведенные по матрице ортогонального плана второго порядка, показали, что для высева семян кукурузы рациональными являются следующие параметры и настроечные режимы такого аппарата: ширина присасывающих отверстий $t_{\text{дз}} = 3$ мм; наименьшая ширина прорези в прокладке вакуумной камеры $t = 3,0...3,5$ мм; разрежение в вакуумной камере $H = 5$ кПа; толщина входной кромки рабочей части сбрасывателя «лишних» семян $h = 1,5$ мм; угол отклонения продольных осей присасывающих отверстий высевающего диска от радиального направления $\alpha = 12...15$ град. В лабораторных условиях аппарат обеспечил частоту единичных подач семян $p_1 = 99,0...99,5$ %, что близко к технологическому оптимуму. При этом качество дозирования семян оставалось устойчивым даже при существенном увеличении угловой скорости высевающего диска.

Ключевые слова: сеялка точного высева, вакуумный аппарат, адаптивный дозирующий элемент, сбрасыватель «лишних» семян, модернизация, единичная подача семян.

For sowing of corn precision seeders are used, one of the most complex and responsible details of which is a sowing machine. The purpose of this study is to substantiate the rational design and parameters of the dosing elements and the «superfluous» seeds seeder of the vacuum sowing device, which ensure an even increase in the supply of corn seeds to the furrow. A vacuum sowing machine is proposed for use in production, in which elongated suction holes are made on the sowing disk in such a way that their long axes are oriented to a radial direction at α angle. In addition, in the design of the sowing apparatus, the thickness of the first three projections of seeder for «superfluous» seeds is proposed to be made stepwise. Experiments carried out on the matrix of the orthogonal plan of the second order showed that the following parameters and tuning regimes of such a machine are rational for sowing corn seeds: width of suction holes $t_{\text{дз}} = 3$ mm; the smallest slot width in the vacuum chamber liner $t = 3,0...3,5$ mm; exhaustion in the vacuum chamber $H = 5$ kPa; thickness of the input edge of the working part of the “superfluous” seeds seeder $h = 1,5$ mm; angle of deviation of the longitudinal axes of the suction holes of the sowing disc from the radial direction $\alpha = 12...15$ deg. Under laboratory conditions the machine provided the frequency of single seed feeds $p_1 = 99,0...99,5$ %, which is close to the technological optimum. At the same time, the quality of seed dosing remained stable even with a significant increase in the angular velocity of the sowing disk.

Keywords: precision seeder; vacuum sowing machine; adaptive dosing element; kicker of «superfluous» seeds seeder; modernization; single seed feed.

Введение

Кукуруза занимает значительную часть рынка сельскохозяйственной продукции. Так, например, в нашей стране под посевами кукурузы занято более 4 % посевных площадей [1], а в мире, наряду с пшеницей и рисом, она занимает лидирующее место в объемах производства зерна [2]. Для посева кукурузы применяют сеялки точного высева, обеспечивающие примерно равномерное распределение семян по площади поля. Одними из наиболее сложных и ответственных узлов таких сеялок являются высевальные аппараты, осуществляющие поштучное или групповое дозирование семян и подачу их в борозду. Причем в Европе и европейской части России более 80 % сеялок оснащены вакуумными высевальными аппаратами с плоскими пилообразными сбрасывателями «лишних» семян (далее – сбрасыватели) и дозирующими элементами в виде круглых присасывающих отверстий (рис. 1, *а*) [3, 4]. Применение таких дозирующих элементов и сбрасывателей позволяет упростить конструкцию аппарата, однако в то же время они недостаточно обоснованы технологически, и зачастую их использование приводит к снижению качества подачи семян, особенно в тяжелых условиях работы (высокая скорость движения агрегата, изношенность узлов пневмосистемы, «неудобные» физико-механические свойства семян и др.) [4].

Цель исследования

Целью представленного исследования является обоснование рациональной конструкции и параметров дозирующих элементов и сбрасывателя «лишних» семян вакуумного высевального аппарата, обеспечивающих повышение равномерности подачи семян кукурузы в борозду.

Модернизация конструкции высевального аппарата

Проведенный анализ работ позволил выявить достаточно простой и эффективный способ повышения активности захвата семян дозирующими элементами [4] при одновременном уменьшении числа двойных подач семян. Для этого в конструкции высевального аппарата предложено использовать адаптивные дозирующие элементы переменной площади присасывания [5, 6]. Роль таких дозирующих элементов выполняют щели, образованные пересечением радиальных прорезей на высевальном диске и фигурной прорези в прокладке вакуумной камеры (рис. 1, *б* и 1, *в*).

В нижней части семенной камеры площадь дозирующего элемента максимальна, а радиальный размер обеспечивает гарантированное попадание как минимум одного семени на траекторию его движения. При дальнейшем вращении высевального диска, когда сила противодействия со стороны вышележащего

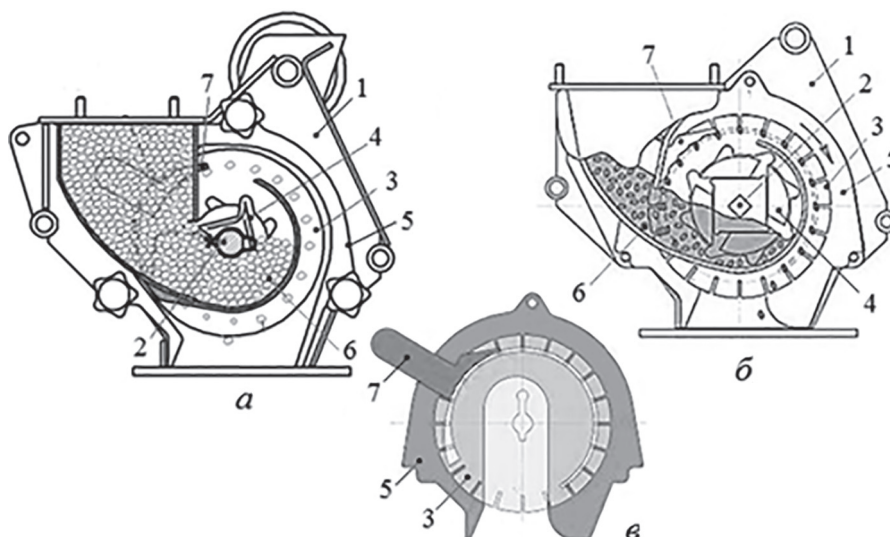


Рис. 1. Элементы конструкции вакуумных высевальных аппаратов:

а – схема серийного вакуумного высевального аппарата; *б* – схема вакуумного высевального аппарата с адаптивными дозирующими элементами; *в* – схема образования адаптивных дозирующих элементов;

1 – корпус; 2 – вал приводной; 3 – диск высевальной; 4 – ворошитель семян; 5 – прокладка; 6 – камера семенная (заборная); 7 – сбрасыватель «лишних» семян

слоя семян снижается, площадь дозирующего элемента также уменьшается, что позволяет снизить вероятность образования двойных подач, облегчает условия работы сбрасывателя «лишних» семян, снижает непроизводительный расход воздуха.

При этом рядом теоретических и экспериментальных исследований было установлено, что при высеве кукурузы рациональная ширина радиальных прорезей в высевающем диске должна составлять 3 мм [5, 6].

Дополнительное исследование, проведенное при высеве семян кукурузы с использованием методик факторного эксперимента, позволило определить влияние таких параметров, как наименьшее значение радиального размера t выреза в прокладке вакуумной камеры (поз. 5 на рис. 1, б и 1, в), разрежения H в вакуумной камере и угловой скорости ω высевающего диска на частоту образования единичных подач семян p_1 . Отдельные результаты экспериментов представлены на рис. 2.

Анализ графиков, представленных на рис. 2, позволяет сделать выводы, приведенные ниже.

Рациональное наименьшее значение радиального размера выреза в прокладке вакуумной камеры находится в диапазоне $t = 3,0 \dots 3,5$ мм.

Рост угловой скорости высевающего диска отрицательно влияет на качество работы аппарата. Так, например, увеличение угловой скорости ω диска с 2,3 до 5,1 рад/с привело к снижению частоты единичных подач семян в среднем на 8 %.

При заданных параметрах аппарата и высеве кукурузы величина разрежения H в вакуумной камере должна быть не менее 5,0 кПа.

Ее снижение до 3,5 кПа уменьшает частоту единичных подач в среднем на 5 %, очевидно, за счет роста частоты пропусков. Это говорит о необходимости избегать неисправностей пневматической системы сеялки.

В среднем высевающий аппарат предложенной конструкции продемонстрировал высокое качество посева кукурузы, при оптимальных настройках и режимах работы обеспечивая около 96 % единичных подач семян.

Однако дальнейший теоретический анализ выявил ряд недостатков, характерных и для усовершенствованного высевающего аппарата.

Длина пути, на котором происходит захват семени, равна тангенциальному размеру дозирующего элемента [4]. При применении радиальных дозирующих элементов этот параметр в 1,5...1,7 раза меньше, чем при использовании круглых присасывающих отверстий. Это приводит к пропорциональному росту «вредных» сил инерции и снижает эффективность захвата семян.

Смещение «лишних» семян сбрасывателем происходит не в радиальном направлении, что ведет к росту интенсивности изменения рабочей площади дозирующего элемента, снижению плавности регулировки положения сбрасывателя.

Широкогранный сбрасыватель, характерный для большинства современных аппаратов, «жестко» взаимодействует с семенами. При повышенных скоростях посева (свыше 8 км/ч) это приводит к сбиванию не только «лишних», но и основных семян от дозирующих элементов [7]. Уменьшение толщины сбрасывателя ведет к снижению эффективности удаления

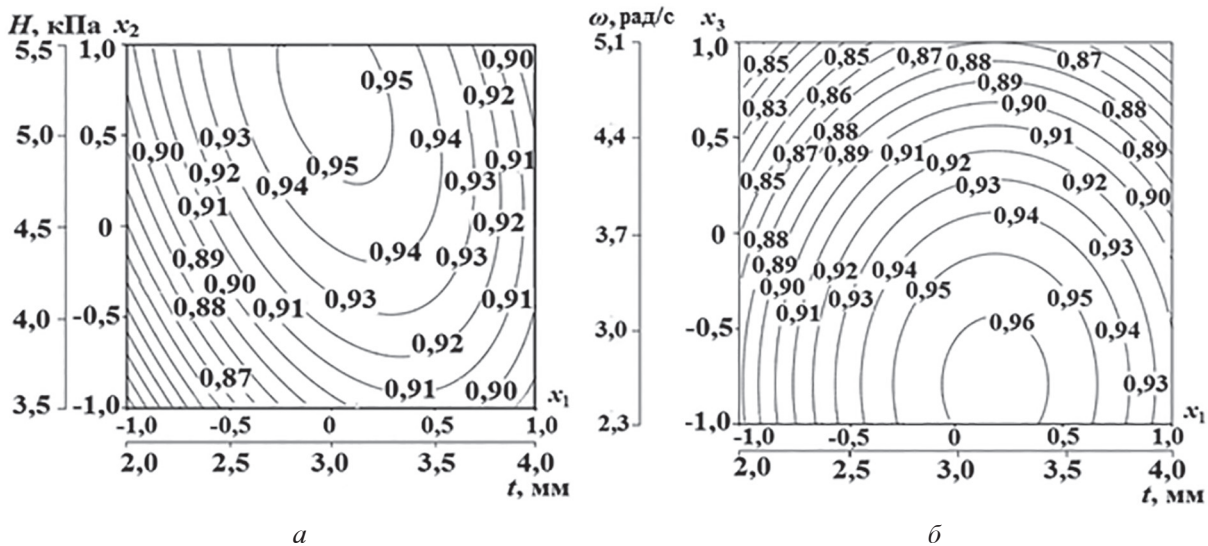


Рис. 2. Изолинии частоты единичных подач семян кукурузы адаптивными дозирующими элементами

групповых подач семян, особенно при незначительных рабочих скоростях.

Для устранения выявленных недостатков к использованию в производстве предлагается вакуумный высевающий аппарат, в котором продолговатые присасывающие отверстия изготовлены на высевающем диске таким образом, что их длинные оси ориентированы к радиальному направлению под углом α (рис. 3). За счет этого ширина дозирующего элемента в тангенциальном направлении увеличивается в раз, а также обеспечивается смещение семян сбрасывателем вдоль длинной оси присасывающего отверстия, что позволяет проводить его регулировку более плавно.

Кроме того, в конструкции высевающего аппарата толщину первых трех (по направлению вращения высевающего диска) пилообразных выступов сбрасывателя «лишних» семян предложено изготавливать ступенчато (рис. 4), таким образом, что толщина каждой последу-

ющей «ступени» по сравнению с предыдущей увеличивается на величину Δ :

$$\Delta = (h_0 - h) / z, \quad (1)$$

где h – толщина входной кромки первого выступа, мм; h_0 – общая толщина хвостовика сбрасывателя «лишних» семян, мм; z – количество «ступеней» на пилообразных выступах сбрасывателя «лишних» семян; $z = 4-6$.

При такой конструкции сбрасывателя его толщина в момент первого контакта с семенем минимальна, что снижает вероятность удаления от дозирующих отверстий или заклинивания основных семян, в то же время наличие входной кромки толщиной h позволяет достаточно эффективно сбивать «лишние» семена. Под воздействием первых тонких «ступеней» семена предварительно «выкатываются» из дозирующих элементов и только потом поочередно смещаются рабочими поверхностями пилообразных выступов в направлении, близком к длинной оси присасывающих отверстий. В то же время «ступени», изготовленные на поверхности хвостовика сбрасывателя, приводят к вибрации семян нормально к плоскости высевающего диска. Под воздействием разнонаправленных колебаний «лишние» семена более эффективно удаляются от дозирующих элементов. Вторая часть хвостовика, имеющая постоянную ширину h_0 , работает так же, как обычный широкогранный сбрасыватель, производя эффективное удаление оставшихся «лишних» семян подобно своим аналогам на серийных машинах.

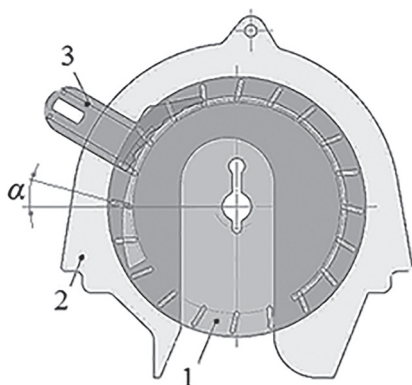


Рис. 3. Схема образования дозирующих элементов в предложенном высевающем аппарате:

- 1 – высевающий диск; 2 – прокладка;
- 3 – сбрасыватель «лишних» семян

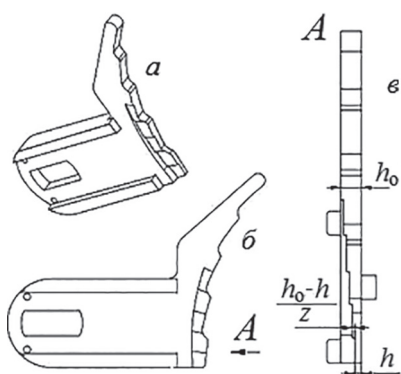


Рис. 4. Сбрасыватель «лишних» семян предложенной конструкции:

- а – внешний вид; б и в – боковой и торцевой виды

Исследование модернизированного аппарата и обсуждение результатов

С целью проверки эффективности предложенного усовершенствования вакуумного высевающего аппарата и обоснования его основных параметров был проведен ряд лабораторных исследований на примере дозирования семян кукурузы гибрида «Зерноградский 285» аппаратом сеялки МС-8 (рис. 5). Опыты проводились по матрице ортогонального плана второго порядка [8, 9]. В качестве исследуемых факторов принимались: x_1 – угловая скорость высевающего диска (ω); x_2 – толщина входной кромки рабочей части сбрасывателя «лишних» семян (h); x_3 – угол отклонения продольных осей присасывающих отверстий высевающего диска от радиального направления (α). Остальные факторы принимались на следующих уровнях: ширина присасывающих отверстий

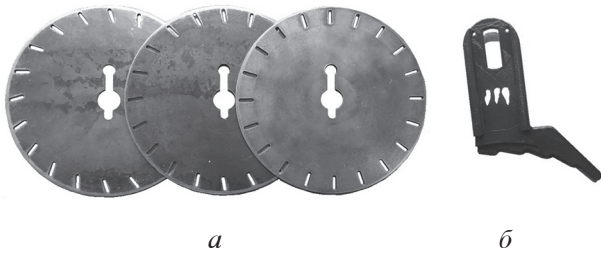


Рис. 5. Узлы усовершенствованного высевающего аппарата:

а – набор экспериментальных высевающих дисков;
б – модернизированный сбрасыватель «лишних» семян (при $h = 2,5$ мм)

$t_{дз} = 3$ мм; разрежение в вакуумной камере $H = 5$ кПа; количество присасывающих отверстий – 20 шт.; число «ступеней» изготовленных на сбрасывателе $z = 5$ шт.; общая толщина хвостовика сбрасывателя $h_0 = 5$ мм. За параметр оптимизации принималась частота единичных подач семян дозирующими элементами p_1 .

Более подробная информация о варьировании значений факторов и полученных значениях параметра оптимизации представлена на рис. 6.

Анализ графиков, представленных на рис. 6, позволяет заключить, что рациональными параметрами предложенного высевающего аппарата являются: толщина входной кромки рабочей части сбрасывателя «лишних» семян $h_{opt} = 1,5$ мм, а угол отклонения продольных осей присасывающих отверстий высевающего диска от радиального направления

$\alpha_{opt} = 12...15$ град. При этом увеличение угловой скорости высевающего диска (скорости посева) отрицательно сказывается на качестве высева.

Совместный анализ данных рис. 2 и 6 позволил заключить, что применение предложенных усовершенствований в сравнении с простым применением адаптивных, радиально расположенных дозирующих элементов позволило существенным образом повысить как качество, так и стабильность работы вакуумного высевающего аппарата. Полученные в лабораторных условиях показатели единичной подачи семян усовершенствованным аппаратом близки к технологическому оптимуму.

Заключение

В целом, проведенное исследование позволило сделать вывод, что к использованию в производстве рекомендуется высевающий аппарат с адаптивными дозирующими элементами переменной рабочей площади, длинные оси присасывающих отверстий которого на высевающем диске ориентированы под углом α к радиальному направлению. Кроме того, в конструкции высевающего аппарата толщину первых трех пилообразных выступов сбрасывателя «лишних» семян целесообразно изготавливать ступенчато. При этом для высева семян кукурузы рациональными являются следующие параметры и настроечные режимы: ширина присасывающих отверстий $t_{дз} = 3$ мм; наименьшая ширина прорези в прокладке вакуумной камеры $t = 3,0...3,5$ мм; разрежение в

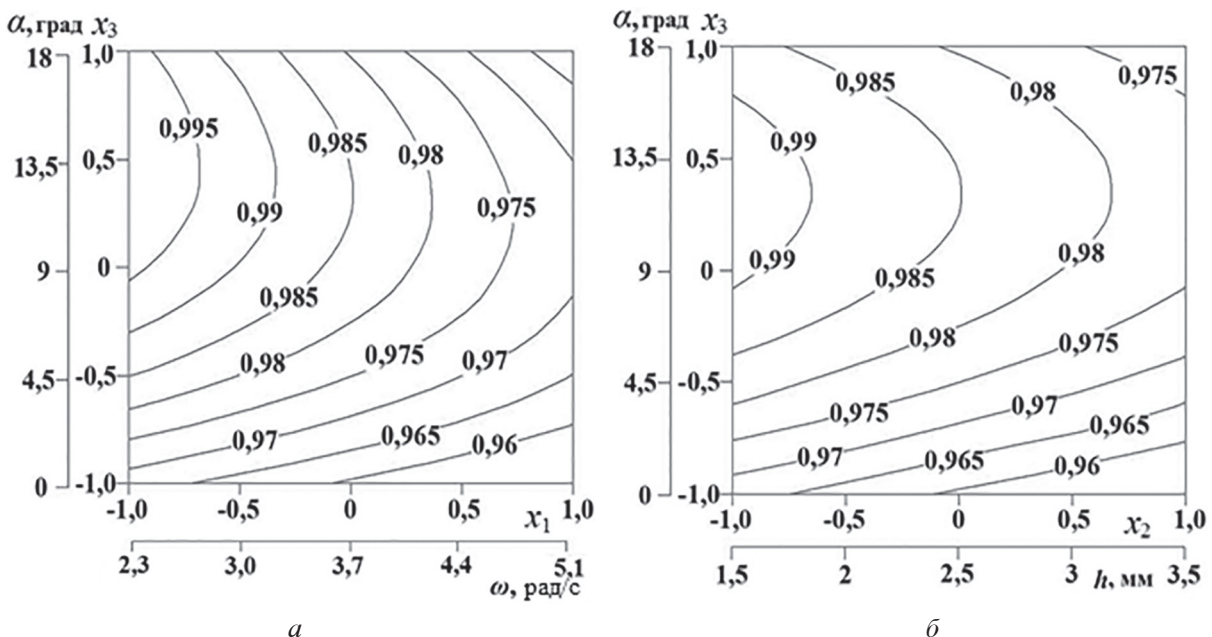


Рис. 6. Изолинии единичной подачи семян кукурузы усовершенствованным высевающим аппаратом

вакуумной камере $H = 5$ кПа; толщина входной кромки рабочей части сбрасывателя «лишних» семян $h = 1,5$ мм; угол отклонения продольных осей присасывающих отверстий высевающего диска от радиального направления $\alpha = 12...15$ град. В лабораторных условиях при оптимальных режимах работы предложенный аппарат обеспечил частоту единичных подач семян $p_1 = 99,0...99,5$ %, что близко к технологическому оптимуму. Причем даже при существенном увеличении угловой скорости высевающего диска частота нулевых подач не опускалась ниже 97 %, что говорит о стабильности реализации технологического процесса посева усовершенствованным аппаратом.

Литература

1. РОССТАТ: сайт. Москва, 2011. URL: <http://www.gks.ru> (дата обращения: 23.09.2017).
2. Вербицкая Н.М. Интенсификация возделывания кукурузы на зерно. Обзор МС АГРОИНФОРМ. М.: ГОСАГРОПРОМ СССР, 1988. 49 с.
3. Руденко Н.Е., Кулаев Е.В., Калугин Д.С., Попов П.А. Инновационный универсальный конусный высевающий аппарат // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 4. С. 58–64.
4. Несмиян А.Ю., Хижняк В.И., Должиков В.В., Яковец А.В., Шаповалов Д.Е. Оптимизация вакуумных высевающих аппаратов пропашных сеялок. Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2013. 176 с.
5. Дубина К.П., Несмиян А.Ю., Хижняк В.И., Реуцкий М.А., Должиков В.В., Асатурян С.В. Пневматический высевающий аппарат: патент на полезную модель № 154364, Российская Федерация. Опубликовано 20.08.2015. Бюл. № 23.
6. Несмиян А.Ю., Должиков В.В., Асатурян А.В. Совершенствование дозирующих элементов пропашной сеялки вакуумного типа // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2011. № 6 (80). С. 91–95.
7. Яковец А.В., Несмиян А.Ю. Обоснование рациональных параметров плоского сбрасывателя «лишних» семян пневмовакuumного высевающего аппарата // Вестник КрасГАУ. 2012. № 7 (70). С. 114–120.
8. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М.: Машиностроение, 1981. 184 с.
9. Кирюшин Б.Д., Усманов Р.Р., Васильев И.П. Основы научных исследований в агрономии. М.: КолосС, 2009. 398 с.

References

1. ROSSTAT: site. Moscow, 2011. URL: <http://www.gks.ru> (reference date: September 23, 2017).
2. Verbitskaya N.M. Intensifikatsiya vozdelvaniya kukuruzy na zerno. Obzor MS AGROINFORM [Intensification of cultivation of corn for grain. Review of MS AGROINFORM], Moscow: GOSAGROPROM USSR, 1988, 49 p.
3. Rudenko N.E., Kulaev E.V., Kalugin D.S., Popov P.A. Innovatsionnyiy universal'nyiy konusnyiy vysevayuschiy apparat [The innovative universal cone sowing device]. Traktory i sel'hozmashiny, 2017, No 4, pp. 58–64 (in Russ.).
4. Nesmiyan A.Yu., Khizhnyak V.I., Dolzhikov V.V., Yakovets A.V., Shapovalov D.E. Optimizatsiya vakuumnykh vysevayuschih apparatov propashnykh seyalk: monografiya [Optimization of vacuum sowing machine of row seeders: monograph], Zernograd: FGBOU VPO ACHAA Publ., 2013, 176 p.
5. Patent on the utility model 154364 Russian Federation, IPC A 01 C 7/04. Pnevmaticheskiy vysevayuschiy apparat [The pneumatic sowing machine] / Dubina K.P., Nesmiyan A.Yu., Khizhnyak V.I., Reutsky M.A., Dolzhikov V.V., Asaturyan S.V.; FGBOU HPE «Don State Agrarian University», No. 2015105664/13; claimed. 02/18/2015; publ. 08.20.2015, Bul. № 23, 3 p.
6. Nesmiyan A.Yu., Dolzhikov V.V., Asaturyan A.V. Sovershenstvovanie doziruyuschih elementov propashnoi seyalki vakuumnogo tipa [Perfection of the dosing elements of the vacuum-type row seeder]. Vestnik Altaiyskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta [Bulletin of the Altai State Agrarian University], Barnaul, 2011, No. 6(80), pp. 91–95 (in Russ.).
7. Yakovets A.V., Nesmiyan A.Yu. Obosnovanie ratsional'nykh parametrov ploskogo sbrasyvatel'ya lishnih semyan pnevmovakuumnogo vysevayuschego apparata [Working surface rational parameters of the «extra» seed flat kicker of the pneumatic-vacuum sowing machine]. Vestnik KrasGAU [Bulletin of the CrasSAU], 2012, No. 7 (70), pp. 114–120 (in Russ.).
8. Spiridonov A.A. Planirovanie eksperimenta pri issledovanii tehnologicheskikh protsessov [Planning an experiment in the study of technological processes]. Moscow: Mechanical Engineering Publ., 1981, 184 p.
9. Kiryushin B.D., Usmanov R.R., Vasiliev I.P. Osnovy nauchnykh issledovaniy v agronomii [Fundamentals of scientific research in agronomy]. Moscow: Colossus Publ., 2009, 398 p.

ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН ПУТЕМ ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ СТОЙКИ РАБОЧЕГО ОРГАНА

INCREASE IN THE LEVEL OF FUNCTIONING OF AGRICULTURAL TILLAGE MACHINES BY JUSTIFYING THE PARAMETERS OF THE COLUMN OF THE WORKING BODY

С.И. КАМБУЛОВ, д.т.н.
В.Б. РЫКОВ, д.т.н.
И.В. БОЖКО, к.т.н.
В.В. КОЛЕСНИК

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

S.I. KAMBULOV, DSc in Engineering
V.B. RYKOV, DSc in Engineering
I.V. BOZHKO, PhD in Engineering
V.V. KOLESNIK

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

Рабочие органы почвообрабатывающих машин выполняют наиболее важную роль с точки зрения технологического процесса обработки почвы, так как именно они обеспечивают все показатели его назначения. Цель исследования – обоснование параметров стойки рабочего органа почвообрабатывающей машины. На тяговое сопротивление как основной параметр рабочего органа оказывает влияние форма бокового профиля и поперечного сечения стойки. В общем случае в поперечном сечении стойки рабочих органов могут иметь: плоскость с прямолинейными границами, плоскость с криволинейными выпуклыми границами или плоскость с криволинейными вогнутыми границами. Уплотненное ядро почвы перед стойкой не образуется при угле заточки не более 50° . Во всех остальных случаях такое ядро образуется даже при несимметричных углах заточки. Следовательно, необходимым условием формы поперечного сечения стойки должно быть соблюдение величины указанного угла. Поперечное сечение стойки (декартов лист) отвечает предъявляемым к ней требованиям, так как угол заточки не превышает 50° , что не способствует образованию ядра уплотнения, а граница имеет форму выпуклой линии, что обеспечивает получение минимального значения абсолютной скорости, а следовательно, небольшие энергетические затраты на перемещение почвы. Стойка рабочего органа почвообрабатывающей машины должна иметь форму бокового профиля, близкую к логарифмической кривой, что снижает энергоёмкость процесса на 20...45 %. В поперечном сечении стойки должна быть плоскость, ограниченная дугами эллипса и касательными к этим дугам, проведенными таким образом, чтобы угол при вершине эллипса не превышал 50° . Это уменьшает тяговое сопротивление стойки на 40...52 %.

Ключевые слова: параметры стойки, рабочий орган, почвообрабатывающая машина, абсолютная скорость движения почвы.

The working bodies of tillers perform the most important role from the point of view of the technological process of tillage, as they provide all the parameters of its application. The purpose of the study is the justification of the parameters of the column of the working body of the tiller machine. The traction resistance as the main parameter of the working element is affected by the shape of lateral profile and cross-section of the column. In general, in the cross section, the columns of the working bodies can have: a plane with rectilinear boundaries, a plane with curvilinear convex boundaries, or a plane with curvilinear concave boundaries. The compacted core of the soil in front of the stand is not formed when the grinding angle is not more than 50° . In all other cases, such a nucleus is formed even at asymmetric sharpening angles. Consequently, the necessary condition for the shape of the cross section of the column should be the observance of the value of mentioned angle. The cross-section of the column (Folium of Descartes) meets the requirements imposed on it, as the sharpening angle does not exceed 50° , which does not contribute to the formation of the compaction core, and the boundary has the shape of a convex line, which ensures a minimum absolute speed, on soil movement. The column of the working body of the tiller machine should have the shape of a lateral profile close to the logarithmic curve, which reduces the energy intensity of the process by 20 ... 45 %, and in the cross section of the column there must be a plane bounded by arcs of the ellipse and tangent to these arcs drawn so that the angle at the top of the ellipse did not exceed 50° . This reduces the traction resistance of the column by 40 ... 52 %.

Keywords: stand parameters, working body, tillage machine, absolute speed of soil movement.

Введение

Конструкции почвообрабатывающих машин в общем случае выполнены по одинаковой схеме. Они представляют собой различные рабочие органы, которые устанавливаются на раме, опорные колеса, которые, как правило, имеют механизмы регулирования глубины хода рабочих органов и тоже устанавливаются на раме, механизмы присоединения машины к трактору и механизмы управления машиной при переводе ее из транспортного положения в рабочее и наоборот.

С точки зрения выполнения технологического процесса обработки почвы наиболее важную роль выполняют рабочие органы машины, так как именно они обеспечивают все показатели ее назначения [1, 2]. Остальные конструктивные элементы выполняют только вспомогательные функции, а некоторые из них существенно снижают качество выполнения технологических операций (например, опорные колеса уплотняют почву).

Цель исследования

Целью исследования является обоснование параметров стойки рабочего органа почвообрабатывающей машины.

Материалы и методы исследования

Форма бокового профиля стойки рабочего органа может быть установлена методами вариационного исчисления. При этом экстремальной формой стойки является кривая, близкая к логарифмической ($y = 6 \ln x$) [3, 4]. Тяговое сопротивление ножа такого профиля при работе на глубину до 20 см уменьшается на 20...54 % по сравнению с прямолинейной формой ножа.

Однако на изменение тягового сопротивления оказывает влияние не только форма бокового профиля стойки, но и форма поперечного сечения этой стойки. Вытекает это из того положения, что стойка, взаимодействуя с почвой, придает почвенным частицам определенную скорость, т.е. изменяет кинетическую энергию пласта, на что затрачивается определенная работа. Например, при работе культиватора КПЭ-3,8 почва разбрасывается стойкой на расстояние 23,3...34,3 см [5]. При этом меньшая величина соответствует скорости движения 5,9 км/ч, а большая величина – скорости 10,0 км/ч. В то же время академик В.А. Желиговский отмечал [6], что кинетическая энергия

пластов бесполезна. Необходимо найти такие рабочие поверхности, которые сами, двигаясь с большой скоростью, сообщали бы почве небольшие скорости.

Результаты исследования и их обсуждение

В общем случае в поперечном сечении стойки рабочих органов могут иметь плоскость с прямолинейными границами, плоскость с криволинейными выпуклыми границами или плоскость с криволинейными вогнутыми границами. При взаимодействии с почвой каждая из этих стоек по-разному воздействует на двигающиеся по ним частицы почвы (рис. 1), так как динамика абсолютной скорости движения частицы почвы по разным типам поверхностей

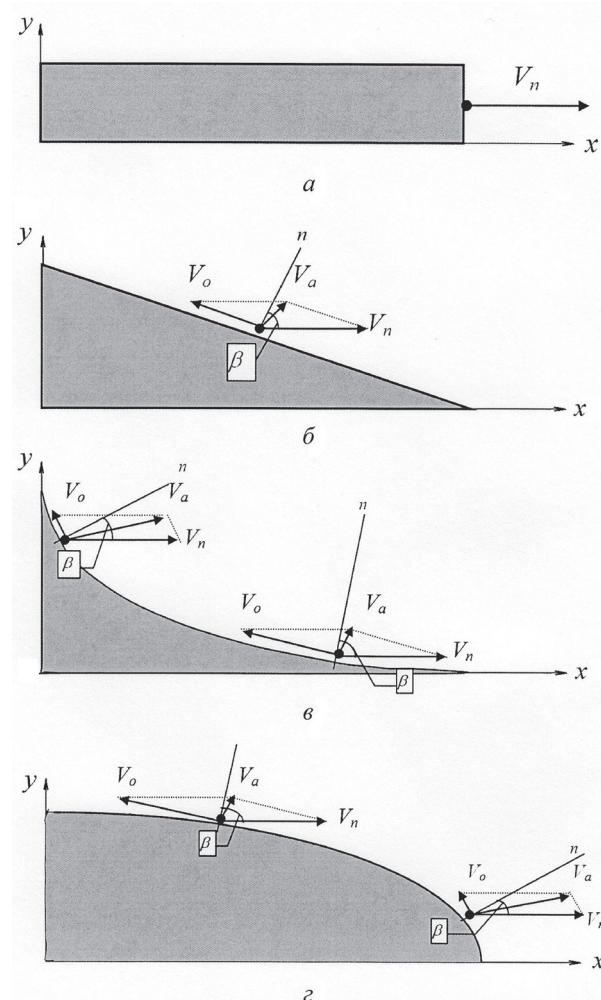


Рис. 1. Возможные варианты поперечного сечения стойки:

а – плоскость с прямолинейными границами (прямоугольник); *б* – плоскость с прямолинейными границами (ромб); *в* – плоскость с криволинейными вогнутыми границами (астероида); *г* – плоскость с криволинейными выпуклыми границами (эллипс)

неодинакова. В то же время на элементарном пути ds при любой форме поперечного сечения стойки движение частицы почвы можно представить как движение ее по поверхности трехгранного клина (рис. 2).

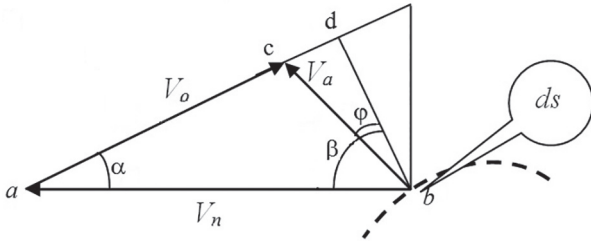


Рис. 2. Векторный треугольник скоростей перемещения почвы по поверхности клина

Из треугольников adb и cdb можно определить проекции переносной (V_n) и абсолютной (V_a) скоростей движения на нормаль db :

$$db = V_a \cos \varphi; db = V_n \cos \beta.$$

Сравнивая эти выражения, можно установить абсолютную скорость движения почвы в этой точке поверхности стойки:

$$V_a = \frac{V_n \cos \beta}{\cos \varphi}. \quad (1)$$

Таким образом, абсолютная скорость почвы зависит от переносной скорости движения стойки рабочего органа, угла β между нормалью и переносной скоростью и косинуса угла φ трения. Следовательно, для уменьшения величины этой скорости необходимо уменьшить трение и выбрать такую форму поперечного сечения стойки рабочего органа, чтобы угол β имел наибольшее значение, так как с увеличением этого угла его косинус уменьшается.

Относительная скорость V_o также может быть установлена из этих же треугольников как разность отрезков: $ad - cd$:

$$V_o = V_n \sin \beta - V_a \sin \varphi.$$

Тогда с учетом выражения (1) получим:

$$V_o = V_n \sin \beta - \frac{V_n \cos \beta \sin \varphi}{\cos \varphi} = V_n (\sin \beta - \cos \beta \operatorname{tg} \varphi) = V_n (\sin \beta - f \cos \beta), \quad (2)$$

где $f = \operatorname{tg} \varphi$ – коэффициент трения почвы о материал поверхности стойки рабочего органа.

Из этого выражения видно, что при определенных условиях ($\beta = \pi/2$) относительная скорость (скорость скольжения) может быть

равна переносной скорости движения рабочего органа, и тогда частицы почвы перемещаются вместе со стойкой рабочего органа без скольжения по ней. Такое положение способствует налипанию почвы на стойку и образованию уплотненного ядра почвы, которое перемещается вместе со стойкой.

На рис. 3 приведена зависимость абсолютной скорости движения почвы от изменения угла β между переносной скоростью и нормалью и угла трения φ . При этом переносная скорость принята равной 8 км/ч. Из рис. 3 видно, что на абсолютную скорость наибольшее влияние оказывает величина угла β , а следовательно, профиль поперечного сечения стойки рабочего органа.

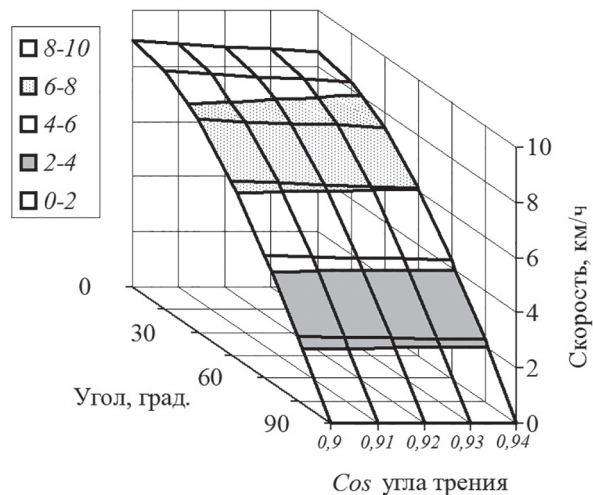


Рис. 3. Изменение абсолютной скорости почвы при взаимодействии со стойкой

На рис. 4 приведены зависимости изменения абсолютной и относительной скоростей движения почвы от угла β и переносной скорости движения. Коэффициент трения при этом принят равным $f = 0,55$, что соответствует легким суглинистым почвам, а переносная скорость изменялась в диапазоне 8...12 км/ч. Из рис. 4 видно, что абсолютная скорость изменяется от нуля до своего максимального значения. При этом минимальным значениям скорости соответствует большое значение угла β . Абсолютная скорость определяет энергоёмкость процесса обработки почвы. Желательным является, чтобы абсолютная скорость была наименьшей. В свою очередь, относительная скорость должна быть наибольшей, так как только в этом случае будут отсутствовать предпосылки залипания стойки рабочих органов. Для рассматриваемых случаев уже

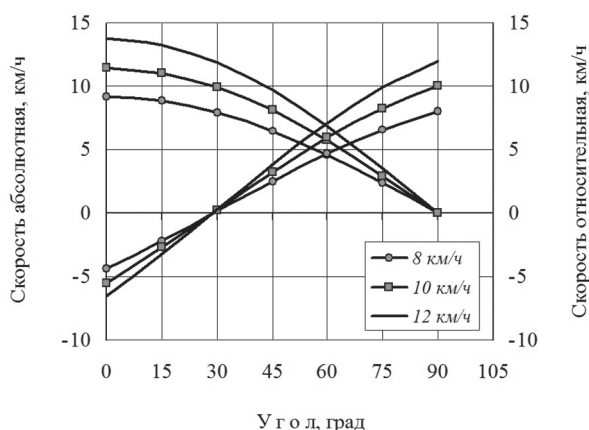


Рис. 4. Изменение абсолютной и относительной скоростей движения почвы

при угле $\beta = 30^\circ$ относительная скорость равна нулю, т.е. частицы почвы не проскальзывают по поверхности стойки, налипают на стойку и трение пары сталь – почва переходит в трение пары почва – почва.

Это приводит к увеличению тягового сопротивления орудия, так как коэффициент трения почвы по почве значительно превышает коэффициент трения почвы по стали (табл. 1).

Как видно из табл. 1, коэффициент трения почвы по почве во всех рассмотренных случаях превышает коэффициент трения почвы по стали на 42...50 %.

Уплотненное ядро почвы перед стойкой не образуется при угле заточки не более 50° . Во всех остальных случаях такое ядро образуется даже при несимметричных углах заточки. Следовательно, необходимым условием формы поперечного сечения стойки должно быть соблюдение величины указанного угла.

Из рис. 1, а видно, что для наиболее распространенных в производстве стоек (в поперечном сечении стойки – прямоугольник) частицы почвы имеют одинаковую скорость с лобовой гранью стойки. В этом случае возникают наиболее благоприятные условия для образования уплотненного ядра. Высота h этого ядра достигает величины, равной $h = \frac{2}{3}s$ (s – толщина

стойки) [7]. Следовательно, значительно увеличивается периметр, на котором существует режим трения почвы по почве. В свою очередь, длина этого периметра во многом определяет тяговое сопротивление стойки [8].

Если в поперечном сечении стойки – ромб, то, как это видно из рис. 1, б, абсолютная скорость почвы постоянна в каждой точке рассматриваемого пути взаимодействия стойки с почвой, так как углы φ и β на этом пути не изменяются (рис. 2). В общем случае эта скорость зависит от угла наклона грани ромба (угол заточки) к направлению движения и чем он больше, тем больше абсолютная скорость отбрасываемой почвы и тем более благоприятнее условия для образования уплотненного ядра и, следовательно, более энергоемким становится процесс взаимодействия стойки рабочего органа с почвой.

Если сечение стойки представляет собой плоскость, ограниченную вогнутой линией (рис. 1, в), то абсолютная скорость частицы почвы увеличивается и достигает максимального значения при $x = 0$, так как изменяется угол β между нормалью к поверхности скольжения и переносной скоростью. В начале взаимодействия стойки рабочего органа с почвой он максимальный, в конце минимальный. В соответствии с этим относительная скорость снижается, т.е. почва перестает скользить по поверхности стойки, и создаются условия для образования ядра уплотнения. Энергоемкость процесса увеличивается за счет увеличения коэффициента трения и затрат энергии на отбрасывание почвы. Абсолютная и относительная скорости движения почвы в этом случае являются функциями координат точки.

Наиболее рациональной является поперечное сечение стойки в виде плоскости, ограниченной выпуклой кривой (рис. 1, г), так как угол 90° между вектором переносной скорости и нормалью к траектории движения почвы по поверхности стойки увеличивается и в зоне схода со стойки достигает величины 90° . Если поперечное сечение стойки имеет форму эллипса

Таблица 1

Изменение коэффициента трения

Тип почвы	Коэффициент трения	
	почва – почва	почва – сталь
Пески, супески	0,65...0,70	0,45...0,50
Суглинки	0,75...0,85	0,50...0,60
Глины и тяжелые глины	0,90...1,00	0,60...0,70

[9, 10], тогда в соответствии с формулами (1) и (2) абсолютная скорость почвы уменьшается и при $\beta = \pi/2$ становится равной нулю, а относительная скорость увеличивается и при указанной величине угла достигает своего максимального значения, равного $V_o = V_n \sin \pi/2 = V_n$. Таким образом, затраты энергии на отбрасывание почвы стойкой снижаются, а поскольку увеличивается относительная скорость движения почвы, то отсутствуют условия для образования уплотненного ядра, следовательно, общая энергоемкость процесса обработки почвы уменьшается.

Однако в вершине эллипса (рис. 1, з) существуют предпосылки для образования ядра уплотнения, так как в этой зоне скорость скольжения почвы (относительная скорость) имеет небольшую величину, особенно если параметры (оси) эллипса различаются между собой незначительно.

На основе проведенного анализа различных форм поперечного сечения стойки рабочего органа можно заключить, что оптимальной формой этого сечения является плоскость, ограниченная кривой эллипса, одна из вершин которого должна оканчиваться острым углом величиной не более 50° .

Лучше всего указанным требованиям по форме отвечает кривая (декартов лист), которая задается параметрическими уравнениями (3) и приведена на рис. 5.

$$x = \frac{3at}{1+t^3}; y = \frac{3at^2}{1+t^3}, \quad (3)$$

где $t = \operatorname{tg} \varphi$ – параметр кривой; a – постоянный коэффициент ($OA = \frac{3a}{\sqrt{2}}$).

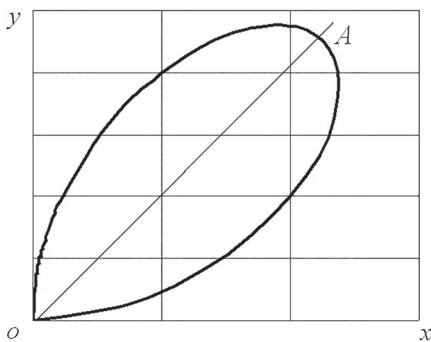


Рис. 5. Форма сечения стойки рабочих органов

Для того чтобы определить угол при вершине кривой, необходимо провести касательные к обрис частям этой кривой в точке O , т.е. определить производные в указанной точке.

Известно [11], что производная функции, заданной параметрически, определяется по формуле:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\frac{dy}{dt}}{\frac{dx}{dt}}, \quad (4)$$

где $\frac{dx}{dt} = \frac{6a\left(\frac{1}{2}-t^3\right)}{(1+t^3)^2}$; $\frac{dy}{dt} = \frac{3at(2-t^3)}{(1+t^3)^2}$.

Тогда $\frac{dy}{dx} = \frac{t(2-t^3)}{2\left(\frac{1}{2}-t^3\right)}$.

В результате $\frac{dy}{dx} = 0$ при $t = 0$ ($x = 0, y = 0$)
и $\frac{dy}{dx} = \infty$ при $t = \infty$ ($x = 0, y = 0$).

Следовательно, начало координат кривая пересекает дважды – с касательной, параллельной оси Ox , и касательной, параллельной оси Oy . Но угол между этими осями равен 90° , что не удовлетворяет указанным выше требованиям по залипанию стойки почвой, при котором значительно возрастает тяговое сопротивление. Этот угол не должен превышать величины 50° .

Таким образом, форма сечения стойки кривой должна представлять собой выпуклую линию, переходящую в прямую, например дуга эллипса, которая при одной из вершин переходит в прямую по касательной к некоторой точке дуги эллипса.

Параметрические уравнения эллипса определяются формулами:

$$x = a \cos t; y = b \sin t,$$

где a и b – соответственно, большая и малая полуоси эллипса.

Тогда в соответствии с выражением (4):

$$\frac{dy}{dx} = \frac{b \cos t}{-a \sin t} = -\frac{b}{a} \operatorname{ctg} t = -2,142.$$

Так как $\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} t = \operatorname{tg} 25^\circ = 0,47 = -2,142 \frac{b}{a}$,
то $\frac{b}{a} = 0,23$. Т.е. задаваясь величиной одной полуоси, можно определить вторую или определить параметры сечения стойки.

Координаты точки касания устанавливаются из параметрических уравнений при условии, что $t = 50/2 = 25^\circ$ (для верхней половины кривой эллипса):

$$\begin{aligned} x_1 &= a \cos 25^\circ = 0,906a; \\ y_1 &= b \sin 25^\circ = 0,423b. \end{aligned} \quad (5)$$

Уравнение касательной $y - y_1 = \frac{dy}{dx}(x - x_1)$ или после преобразований с учетом (5) и полученного значения производной:

$$y = 2,364b - 2,142 \frac{b}{a}x. \quad (6)$$

Из этого уравнения можно определить значение x , при котором касательная пересекает ось абсцисс. Условием этого пересечения является $y = 0$, и тогда из (6) получим значение $x = 1,1a = 1,1 \cdot 3 = 3,3$. Следовательно, можно провести касательную к линии эллипса, удовлетворяющую поставленным условиям, которая должна проходить через точку касания (уравнения 5) и пересекать ось абсцисс при $x = 1,1a$. Длина отрезка касательной, заключенного между точкой касания (x_1, y_1) и пересечением его с осью абсцисс, определится из прямоугольного треугольника, который показан на рис. 6, по формуле

$$l = \sqrt{(x - x_1)^2 + y_1^2} = \sqrt{(1,1a - x_1)^2 + y_1^2}.$$

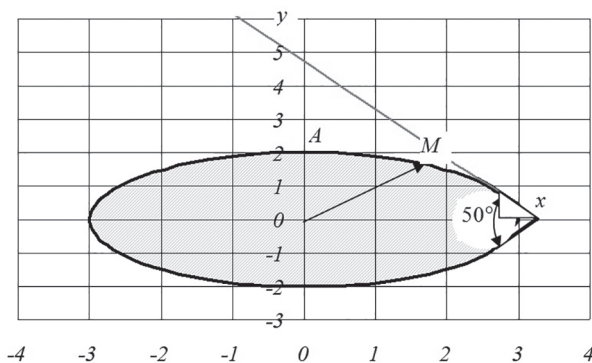


Рис. 6. Поперечное сечение стойки рабочего органа

Показанное на рис. 6 поперечное сечение стойки отвечает предъявляемым к ней требованиям, так как угол заточки не превышает 50° , что не способствует образованию ядра уплотнения, а граница имеет форму выпуклой линии, что обеспечивает получение минимального значения абсолютной скорости, а следовательно, небольшие энергетические затраты на перемещение почвы. Но, может быть, наиболее важное значение состоит в том, что незначительное

смещение почвы способствует выполнению требований агротехники по влагосбережению, распылению почвы, сохранению стерни (при работе на стерневом фоне) и др.

Так как частица почвы движется вдоль плоской кривой от точки x до точки А (рис. 6) по известной траектории, которая определяется параметрическими уравнениями эллипса $x = a \cos t, y = b \sin t$, то можно определить силу, вызывающую это движение. При этом известно, что сила зависит от положения частицы, т.е. представляет собой некоторую функцию от координат точки. Проекции указанной силы на оси координат определяются в соответствии со вторым законом Ньютона как произведение массы на ускорение: $F_x = mx''$, $F_y = my''$, а ускорение – как вторая производная от координат точки: $x'' = -a \cos t, y'' = -b \sin t$.

Тогда проекции силы будут равны:

$$\begin{aligned} F_x &= -ma \cos t; \\ F_y &= -mb \sin t. \end{aligned}$$

Так как сила зависит от положения частицы почвы на траектории, а траектория описывается параметрическими уравнениями эллипса, проекции сил на оси координат будут равны: $F_x = -mx, F_y = -my$.

Модуль силы определяется по известному выражению:

$$\begin{aligned} F &= \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{m^2 x^2 + m^2 y^2} = \\ &= m\sqrt{x^2 + y^2} = mr, \end{aligned}$$

где r – модуль радиуса-вектора материальной точки OM (см. рис. 6).

Следовательно, частица почвы движется под действием центральной силы, которая определяется траекторией движения и пропорциональна модулю радиуса-вектора [12].

Выводы

1. С точки зрения выполнения технологического процесса обработки почвы наиболее важную роль выполняют рабочие органы машины, так как именно они обеспечивают все показатели ее назначения. Остальные конструктивные элементы выполняют только вспомогательные функции. При этом анализ затрат энергии в технологических процессах сельскохозяйственного назначения показывает, что полезная часть процесса требует значительно меньших затрат, чем процесс в целом.

2. На основе проведенного анализа различных форм поперечного сечения стойки рабочего органа можно заключить, что оптимальной формой этого сечения является плоскость, ограниченная кривой эллипса, одна из вершин которого должна оканчиваться острым углом величиной не более 50 градусов, что не способствует образованию ядра уплотнения, а граница имеет форму выпуклой линии, что обеспечивает получение минимального значения абсолютной скорости, а следовательно, небольшие энергетические затраты на перемещение почвы. Но, может быть, наиболее важное значение состоит в том, что незначительное смещение почвы способствует выполнению требований агротехники по влагосбережению, распылению почвы, сохранению стерни (при работе на стерневом фоне) и др.

3. Разработанная методика позволяет определить основные параметры стойки (длину осей эллипса, уравнение касательной и ее длину, угол резания и др.), что способствует снижению энергоемкости процесса обработки почвы и повышению качества этой обработки.

4. Таким образом, каждая стойка рабочих органов почвообрабатывающих машин должна иметь форму бокового профиля, близкую к логарифмической кривой, что снижает энергоемкость процесса на 20...45 %, а в поперечном сечении стойки должна быть плоскость, ограниченная дугами эллипса и касательными к этим дугам, проведенными таким образом, чтобы угол при вершине эллипса не превышал 50°. Это уменьшает тяговое сопротивление стойки на 40...52 %.

Литература

1. Камбулов С.И. Снижение энергоемкости процесса почвообработки // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2008. № 1. С. 32–34.
2. Рыков В.Б., Камбулов С.И. Принципы основной обработки почвы и их влияние на урожайность зерновых культур // Вестник аграрной науки Дона. 2008. № 1. С. 37–42.
3. Василенко П.М., Короткевич П.С. О влиянии формы бокового профиля режущих рабочих органов и скорости движения на их тяговое сопротивление // Тракторы и сельхозмашины. 1965. № 8. С. 25–27.
4. Мачанов Р.И. Влияние формы ножа на сопротивление грунта резанию // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1969. № 1. С. 19–20.

5. Котов П.М., Краснощекоев Н.В. К обоснованию параметров стрельчатых рабочих органов противоэрозийных культиваторов для работы на повышенных скоростях // Повышение рабочих скоростей МТА. Научные труды. М.: Колос, 1973. С. 400–403.
6. Желиговский В.А. Элементы теории почвообрабатывающих машин и механической технологии сельскохозяйственных материалов. Тбилиси: Издательство Грузинского СХИ, 1960. 146 с.
7. Зеленин А.Н., Карасев Г.Н., Красильников Л.В. Лабораторный практикум по резанию грунтов. М.: Высшая школа, 1969. 310 с.
8. Олейко Ф.А. Выражение сопротивления врезанию при помощи интенсивности деформаций и напряжений // Труды ЦНИИМЭСХ. 1969. Том VI. Минск: Урожай. С. 59–61.
9. Божко И.В. Методика выбора схемы и параметров рабочего органа для безотвальной послонной обработки почвы в условиях недостаточного увлажнения // Омский научный вестник. 2014. № 3 (133). С. 111–114.
10. Божко И.В., Пархоменко Г.Г. Кольцевой рабочий орган для обработки почвы // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: материалы 7-й международной научно-практической конференции 25–28 февраля 2014 г. Ростов-на-Дону: Донской ГТУ, 2014. С. 78–81.
11. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для ВТУЗов. Том 1. М.: Наука, 1965. 547 с.
12. Камбулов С.И. Механико-технологические основы повышения уровня функционирования сельскохозяйственных агрегатов. Ростов н/Д: Изд-во ООО «Терра Принт», 2006. 304 с.

References

1. Kambulov S.I. Reducing the energy intensity of the process of tillage. Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva. 2008. No 1, pp. 32–34 (in Russ.).
2. Rykov V.B., Kambulov S.I. Principles of basic soil cultivation and their influence on the yield of cereals. Vestnik agrarnoy nauki Dona. 2008. No 1, pp. 37–42 (in Russ.).
3. Vasilenko P.M., Korotkevich P.S. The effect of the shape of the lateral profile of the cutting tools and the speed of movement on their traction resistance. Traktory i sel'khoz mashiny. 1965. No 8, pp. 25–27 (in Russ.).
4. Machanov R.I. Effect of the shape of the knife on soil resistance to cutting. Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva. 1969. No 1, pp. 19–20 (in Russ.).

- fikatsiya sotsialisticheskogo sel'skogo khozyaystva. 1969. No 1, pp. 19–20 (in Russ.).
5. Kotov P.M., Krasnoshchekov N.V. The justification of the parameters of the lancet working bodies of erosion-resistant cultivators for operation at higher speeds. *Povyshenie rabochikh skorostey MTA. Nauchnye Trudy [Increase of working speeds of machine tractor units. Scientific works]*. Moscow: Kolos Publ., 1973, pp. 400–403 (in Russ.).
 6. Zheligovskiy V.A. Elementy teorii pochvoobrabatyvayushchikh mashin i mekhanicheskoy tekhnologii sel'skokhozyaystvennykh materialov [Elements of the theory of soil-cultivating machines and mechanical technology of agricultural materials]. Tbilisi: Izdatel'stvo Gruzinskogo SKhI Publ., 1960. 146 p.
 7. Zelenin A.N., Karasev G.N., Krasil'nikov L.V. *Laboratornyy praktikum po rezaniyu gruntov [Laboratory workshop on cutting soils]*. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1969. 310 p.
 8. Oleyko F.A. The expression of resistance to plunging by the intensity of deformations and stresses. Minsk: Urozhay Publ. *Trudy TsNIIMESKh*. 1969. Vol. VI, pp. 59–61 (in Russ.).
 9. Bozhko I.V. Technique of selecting the scheme and parameters of the working element for graded tillage of soil in conditions of insufficient moisture. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2014. No 3(133), pp. 111–114 (in Russ.).
 10. Bozhko I.V., Parkhomenko G.G. Circular working body for soil tillage. *Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skokhozyaystvennogo mashinostroeniya: Materialy 7-y Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, 25–28 fevralya 2014 g. Rostov-na-Donu [State and prospects for the development of agricultural machinery: materials of the 7th International Scientific and Practical Conference February 25–28, 2014 Rostov-on-Don]*: Donskoy GTU Publ., 2014, pp. 78–81 (in Russ.).
 11. Piskunov N.S. *Differentsial'noe i integral'noe ischisleniya dlya VTUZov. Vol. 1 [Differential and integral calculus for technical colleges. Volume 1]*. Moscow: Nauka Publ., 1965. 547 p.
 12. Kambulov S.I. *Mekhaniko-tekhnologicheskie osnovy povysheniya urovnya funktsionirovaniya sel'skokhozyaystvennykh agregatov [Mechanic-technological basis for increasing the level of functioning of agricultural units]*. Rostov n/D: Izd-vo OOO «Terra Print» Publ., 2006. 304 p.

АНАЛИЗ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ С РАЗЛИЧНЫМИ КОНСТРУКЦИЯМИ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ

ANALYSIS OF QUALITATIVE INDICATORS OF THE OPERATION OF COMBINE HARVESTERS WITH VARIOUS DESIGNS OF THRESHING-SEPARATING DEVICES

Г.Г. МАСЛОВ, д.т.н.
Б.Ю. МАРТЫНОВ
А.В. БЕЛЯЕВ

Кубанский государственный аграрный университет
имени И.Т. Трубилина, Краснодар, Россия,
belyaev.96@mail.ru

G.G. MASLOV, DSc in Engineering
B.YU. MARTYNOV
A.V. BELYAEV

Kuban State Agrarian University, Krasnodar, Russia,
belyaev.96@mail.ru

Проанализированы результаты исследований качественных показателей работы трех марок зерноуборочных комбайнов с различными конструкциями молотильно-сепарирующих устройств: бильного типа (Дон-1500Б), бильного с ускорителем (Tucano 480) и роторного (TORUM-740). Цел исследования – выявить лучшую конструкцию молотильно-сепарирующих устройств, обеспечивающую повышение производительности комбайна, качество работы, снижение затрат и потерь урожая. Актуальность решаемой задачи в современных рыночных условиях определяется снижением спроса на российское зерно, которое реализуется за рубежом на уровне 4–5-го класса, а также необходимостью снижения затрат на технологический процесс и потерь урожая. При проведении исследования использовались теоретические и экспериментальные методы, основанные на применении основных положений теории сельскохозяйственных машин и методов измерений, регламентируемых нормативной документацией. Приведены результаты теоретических исследований по определению зависимости потерь урожая зерна озимой пшеницы от производительности зерноуборочного комбайна TORUM-740 за час основного времени. Обоснована стоимость косвенных потерь урожая (от макро- и микроповреждения зерна озимой пшеницы сорта Ольхон) различными конструкциями молотильно-сепарирующих устройств. Представлены результаты лабораторных исследований технологических качеств зерна: стекловидность, содержание протеина и сырой клейковины после уборочного дозревания, а также всхожесть семян. Представлены результаты испытаний комбайнов по удельным показателям производительности, расходу топлива, энергоёмкости и себестоимости зерна. Сделан вывод о том, что из применяемых в опыте самоходных зерноуборочных комбайнов на уборке зимой пшеницы сорта Ольхон селекции Краснодарского НИИСХ им. П.П. Лукьяненко наилучшие эксплуатационно-экономические показатели и технологические свойства полученного зерна обеспечил комбайн TORUM-740.

Ключевые слова: качество зерна, комбайн, молотильно-сепарирующее устройство, урожай, потери, затраты.

The results of research on the qualitative performance of three types of combine harvesters with various designs of threshing-separating devices: the slashing type (Don-1500B), the slashing type with the accelerator (Tucano 480) and the rotor type (TORUM-740) are analyzed. The aim of the research is to reveal the best design of threshing-separating devices, which ensures the increase of combine productivity, quality of work, reduction of costs and crop losses. The urgency of the task under current market conditions is determined by the decrease in demand for Russian grain, which is sold abroad at the level of 4–5 class, and also by the need to reduce costs for the technological process and crop losses. During the research, theoretical and experimental methods were used, based on the application of the main provisions of the theory of agricultural machines and measurement methods, regulated by specific documentation. The results of theoretical studies on the determination of the dependence of the loss of the grain yield of winter wheat on the productivity of the combine harvester TORUM-740 per hour of the main time are presented. The cost of indirect losses of harvest (from macro- and micro damage to the grain of winter wheat of Olkhon type) is substantiated by various designs of threshing-separating devices. The results of laboratory studies of technological qualities of grain are presented: vitreousness, protein and raw gluten content after harvest ripening, as well as seed germination. The results of tests of combines on specific performance indicators, fuel consumption, energy intensity and grain cost are presented. It is concluded that from the self-propelled combine harvesters used in harvesting winter wheat of Olkhon type of Krasnodar Research Institute of Agriculture named after P. Lukyanenko the best operational and economic parameters and technological properties of the received grain were ensured by TORUM-740 combine.

Keywords: grain quality, harvester, threshing-separating device, crop, losses, costs.

Введение

Современное производство зерна должно быть ориентировано на получение высококачественной продукции с наименьшими затратами. Особенно это относится к озимой пшенице, которая реализуется за рубежом на уровне 4–5-го класса [1], и спрос на которую снижается [2]. Получение высококачественного зерна пшеницы, конечно же, в первую очередь, определяется сортовым составом, соблюдением системы земледелия [3], но немаловажное значение имеет и зерноуборочная техника, в частности конструкция молотильно-сепарирующих устройств (МСУ).

Цель исследования

Целью исследования является выявление лучшей конструкции МСУ, обеспечивающей повышение производительности комбайна, качество работы, снижение затрат и потерь урожая.

Материалы и методы исследования

При проведении исследования использовались теоретические и экспериментальные методы, основанные на применении теории сельскохозяйственных машин и методов измерений в соответствии с действующими ГОСТ и лабораторным оборудованием (лабораторные весы ВЛТК-500, влагомер, пробоотборник, дифаноскоп, инфракрасный анализатор «Инфралюм ФТ-10»). Зависимости потерь зерна за комбайном от его производительности получены на основании аппроксимации опытных данных на уборке озимой пшеницы сорта Ольхон с урожайностью 7,2 т/га.

Результаты исследований и их обсуждение

Для выполнения поставленной цели в 2017 г. нами изучались качественные показатели работы трех конструкций МСУ: бильное (на комбайне Дон-1500Б), бильное с ускорителем (на комбайне Tuscano-480) и роторное с вращающейся декой (на комбайне TORUM-740). Исследования выполнены в учхозе «Кубань» КубГАУ на уборке озимой пшеницы сорта Ольхон при уровне урожайности зерна 7,2 т/га. Выбранный участок имел типичные условия уборки: высота растений пшеницы – 75 см, густота стояния – 753 шт/м², влажность зерна – 12,5 %, влажность соломы – 30 %, высота среза на прямом комбайнировании – 15 см, количество

зерен, осыпавшихся до уборки, – 5 шт/м², полеглость стеблей отсутствовала, засоренность – слабая. Рабочая ширина захвата жатки комбайна TORUM составила 6,65 м, Tuscano – 7,13 м, Дон – 5,7 м. Рабочая скорость движения, соответственно, – 7,2 км/ч, 5,2 и 4,5 км/ч. Результирующие показатели по трем комбайнам приведены на рис. 1. Обращает внимание высокая эффективность комбайна TORUM-740 с роторным МСУ (рис. 1). Дробление зерна ровно в 10 раз ниже Дона и более чем 10 раз ниже Tuscano-480. Существенно ниже у TORUM микроповреждение зерна (17,2 %) и общие потери (1,85 %).

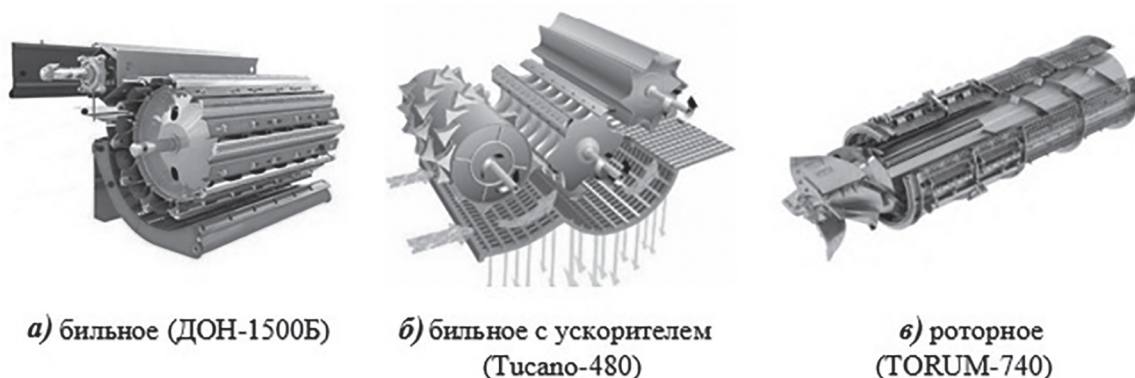
Зерноуборочный комбайн Дон-1500Б имеет самую низкую себестоимость зерна (448,1 руб./т) по сравнению с аналогами, особенно по сравнению с Tuscano-480 из-за его высокой балансовой стоимости. По всем остальным показателям Дон-1500Б уступает Tuscano-480 и тем более TORUM-740. Предварительная сепарация зерна до обмолота под ускорителем у Tuscano-480 способствовала снижению микроповреждения зерна на 5 % (рис. 1).

Высокая урожайность зерна, оптимальная рабочая скорость движения, ширина захвата жатки и состояние хлебостоя обеспечили высокую производительность различных конструкций МСУ по намолоту (рис. 1): у TORUM – 34,5 т/ч, у Tuscano – 26,7 т/ч и у Дона – 17,6 т/ч. Такая производительность повлияла на удельные эксплуатационные показатели работы комбайнов: расход топлива, энергоемкость, себестоимость зерна.

По всем этим показателям комбайн TORUM-740 имел ощутимое преимущество, уступая только по себестоимости зерна Дону. Учитывая большие преимущества отечественного комбайна TORUM-740, его можно рекомендовать для технического переоснащения сельхозпредприятий. Следует ожидать, что и его новые модификации TORUM-750 и 780 не хуже предшественника.

На основе аппроксимации полученных опытных данных по производительности комбайна TORUM-740 и потерям зерна за комбайном установлена их зависимость (рис. 2). Полученное уравнение (рис. 2) адекватно описывает зависимость потерь зерна за комбайном TORUM-740 от изменения его производительности.

Важно также установить стоимость потерь урожая от величины его макро- и микроповреждений.



Дробление зерна, %		
3,7	4,46	0,37
Микроповреждение, %		
28,5	23,5	17,2
Общие потери, %		
2,2	3,35	1,85
Производительность комбайна, т/ч		
17,6	26,7	34,5
Удельный расход топлива, кг/т		
1,75	1,6	1,38
Удельная энергоемкость, МДж/т		
9,83	9,78	8,52
Себестоимость зерна, руб/т		
448,1	1037,4	622,02
Всхожесть семян, %		
94	91,8	96,1

Рис. 1. Качество работы различных МСУ (2017 г., сорт пшеницы Ольхон, урожайность $U = 72$ ц/га, учхоз «Кубань» КГАУ)

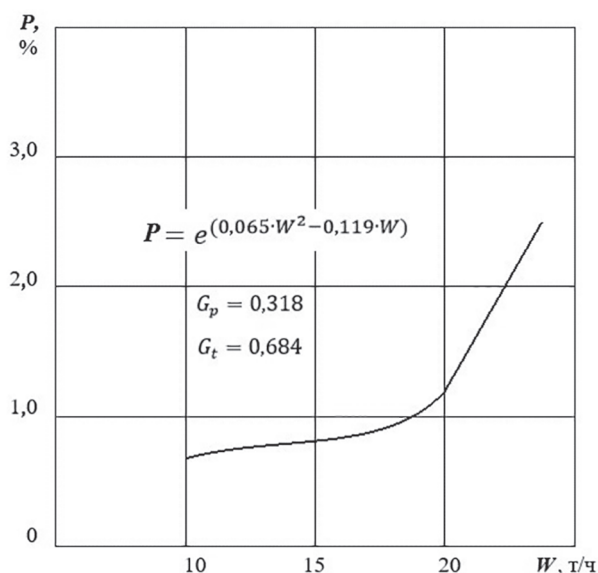


Рис. 2. Зависимость потерь зерна от производительности комбайна TORUM-740: P – потери зерна, %; W – производительность комбайна, т/ч; e – основание натурального логарифма; G_p и G_t – соответственно, расчетные и табличные значения критерия Кохрена

Нами предлагается методика оценки экономической эффективности от снижения механических повреждений зерна комбайном (макро- и микроповреждения). Прежде рассмотрим принятые допущения в расчетах. Согласно исследованиям КубНИИТиМ, к потерям зерна за комбайном добавляются еще потери от дробления и распыла, которые составляют около 20 %, а потери от микроповреждений зерна – 10 кг/га на каждый процент микроповреждений [4, 5].

С учетом изложенного получена зависимость стоимости потерь зерна при комбайновой уборке от его урожайности U , закупочной цены Z на зерно, величин дробления D_p комбайном и микроповреждений M_{Π} :

$$C_{\Pi}^i = ZU (0,012 D_p + 0,0001 M_{\Pi}),$$

где C_{Π}^i – стоимость потерь зерна от механических повреждений комбайнами по i -му варианту технологии, руб./га; Z – закупочная цена, руб./т; U – урожайность убираемого зерна,

т/га; D_p – дробление зерна при уборке, %; M_{π} – микроповреждения зерна при уборке, %.

Экономическая эффективность предлагаемой новой машины (технологии), т.е. i -го варианта, определится разницей стоимости потерь урожая от травмирования сравниваемыми машинами:

$$\mathcal{E}_i = C_{\pi 1} - C_{\pi 2},$$

где \mathcal{E}_i – экономический эффект от снижения потерь урожая за счет снижения механических повреждений зерна комбайном, руб./га; $C_{\pi 1}$, $C_{\pi 2}$ – стоимость потерь зерна от механических повреждений, соответственно, по 1-му и 2-му вариантам применяемых машин, руб/га.

Таким образом, по результатам сравнительных испытаний различных конструкций комбайнов на уборке зерна, зная величину урожайности, закупочную цену, дробление и микроповреждения зерна, легко можно определить эффективность предлагаемого варианта от снижения механических потерь зерна.

Выводы

1. На основании исследования трех конструктивных схем МСУ на уборке высокоурожайного сорта озимой пшеницы Ольхон лучшие качественные и эксплуатационно-технологические показатели обеспечила роторная модификация. На зерноуборочном комбайне TORUM-740 с роторным МСУ получена производительность 34,5 т за 1 час основного времени при расходе топлива 1,4 кг/т, энергоёмкости 9,8 кВт-ч/т и себестоимости обмолота 622 руб./т.

2. Схема бильного МСУ с ускорителем (комбайн Tuscano-480) снижает на 5 % микроповреждение зерна по сравнению с Дон-1500Б, но значительно уступает роторному комбайну TORUM-740, который является более предпочтительным по качеству работы и снижению затрат на уборку урожая.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ и Администрации Краснодарского края по научному проекту № 16-48-230386.

Литература

1. Краснощек Н.В. Инновационное развитие сельскохозяйственного производства России. М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2009. 388 с.
2. Российское зерно мало востребовано на мировом рынке // Главный агроном. 2009. № 11. С. 4.
3. Система земледелия Краснодарского края на агроландшафтной основе. Краснодар, 2015. 352 с.
4. Пугачев А.Н. Пути снижения потерь зерна при уборке урожая. М.: Колос, 1989. 389 с.
5. Маслов Г.Г., Золотарев А.С., Мартынов Б.Ю. Эффективность многофункциональных агрегатов на уборке зерна // Сб. статей международной науч.-практ. конференции 08.04.2017 г. Казань. Уфа, НИЦ «АЭТЭРНА», 2017. Вып. 5. Ч. 4. С. 63–65.

References

1. Krasnoshchekov N.V. Innovatsionnoe razvitie sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva Rossii [Innovative development of agricultural production in Russia]. Moscow: FGNU «Rosinformagrotekh» Publ., 2009. 388 p.
2. Russian grain is not in high demand on the world market. Glavnyy agronom. 2009. No 11, pp. 4. (in Russ.)
3. Sistema zemledeliya Krasnodarskogo kraja na agrolandshaftnoy osnove [The system of agriculture of the Krasnodar Territory on agro-landscaping basis]. Krasnodar, 2015. 352 p.
4. Pugachev A.N. Puti snizheniya poter' zerna pri uborke urozhaya [Ways to reduce grain losses during harvesting. Moscow: Kolos Publ., 1989. 389 p.
5. Maslov G.G., Zolotarev A.S., Martynov B.Yu. Effectiveness of multifunctional aggregates on grain harvesting. Sb. statey mezhdunarodnoy nauch.-prakt. konferentsii 08.04.2017 g. [Collection of articles of international scientific-practical conference] Kazan'. Ufa, NITs «AETERNA» Publ., 2017. Vyp. 5. Ch. 4, pp. 63–65 (in Russ.).

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СВЧ-УСТАНОВОК ДЛЯ ОБЕЗЗАРАЖИВАНИЯ ЗЕРНА

COMPARATIVE ANALYSIS OF MICROWAVE FREQUENCY DEVICES FOR GRAIN DISINFECTION

А.И. ПАХОМОВ, д.т.н.

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

A.I. PAKHOMOV, DSc in Engineering

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

На сегодняшний день основным методом борьбы с зараженностью зерна и семян в сельском хозяйстве является химическое протравливание. Суть его заключается в нанесении на поверхность семян химически активных веществ, уничтожающих паразитную микрофлору. Однако химический метод стерилизации не лишен серьезных недостатков. Известно, что наиболее эффективные протравители – системные фунгициды – ядовиты, в том числе для человека. Применение подобных веществ помимо токсикологических последствий способствует выработке резистентности паразитных микроорганизмов, их мутациям в сторону чрезвычайно опасных и устойчивых видов. Во избежание этого нужны альтернативные методы и соответствующее оборудование. Обеззараживающим эффектом обладают электрофизические воздействия, в частности сверхвысокочастотная (СВЧ) энергия. При этом механизм подавления паразитной микрофлоры принципиально иной и заключается во влиянии на внутреннюю естественную среду биоорганизмов – биологическую влагу. В этой среде протекают все клеточные процессы живых организмов, поэтому изменение ее параметров, сопровождающееся образованием активных ионов, оказывается критичным для жизнедеятельности паразитных микроорганизмов. Чтобы процесс ионизации вызывал значимый эффект, необходимы определенные характеристики СВЧ-облучения: мощность, длительность, равномерность подвода к материалу, что зависит от применяемого оборудования. В статье сформулированы основные требования к обеззараживающему СВЧ-оборудованию, способному эффективно использоваться в сельском хозяйстве. Рассмотрены наиболее важные параметры существующих СВЧ-установок. Для сравнительной оценки предложен практически удобный критерий – коэффициент эффективности обеззараживания, учитывающий важнейшие характеристики рассматриваемого оборудования в одной цифре. Выполнен расчет вновь введенного коэффициента для ряда СВЧ-установок, и дана его графическая интерпретация. Показано, что инновационная установка «СИГМА-1», разработанная в Аграрном научном центре «Донской», превосходит аналоги по коэффициенту эффективности обеззараживания в 1,5...3 раза. К ее преимуществам также относится возможность дальнейшего совершенствования путем наращивания числа волноводных секций, что кратно увеличивает производительность.

Ключевые слова: стерилизация, электрофизическое обеззараживание, СВЧ-установка, технические характеристики, коэффициент эффективности обеззараживания, волноводная секция.

To date, the main method of combating the contamination of grain and seeds in agriculture is chemical etching. Its essence lies in applying to the surface of seeds chemically active substances that destroy the parasitic microflora. However, the chemical method of sterilization is not without serious shortcomings. It is known that the most effective disinfectants – systemic fungicides – are poisonous, including for humans. The use of such substances in addition to toxicological effects contributes to the development of resistance of parasitic microorganisms, their mutations in the direction of extremely dangerous and resistant species. To avoid this, alternative methods and equipment are needed. Electrophysical effects, in particular, microwave frequency energy. At the same time, the mechanism for suppressing the parasitic microflora is fundamentally different and consists in the influence of biological organisms on the internal natural environment of biological organisms. In this environment, all the cellular processes of living organisms occur, therefore, changing its parameters, accompanied by the formation of active ions, is critical for the vital activity of parasitic microorganisms. For the ionization process to produce a significant effect, certain characteristics of microwave radiation are needed: power, duration, uniformity of supply to the material, which depends on the equipment used. The article formulates the basic requirements for decontaminating microwave equipment that can be effectively used in agriculture. The most important parameters of existing microwave devices are considered. For comparative evaluation, an almost convenient criterion is proposed – the decontamination efficiency factor, which takes into account the most important characteristics of the equipment in question in one digit. The calculation of the newly introduced coefficient for a number of microwave devices has been performed and its graphical interpretation is given. It is shown that the innovative installation SIGMA-1, developed at the Agrarian Science Center Donskoy, surpasses the analogues in terms of the decontamination efficiency factor of 1.5...3 times. Its advantages also include the possibility of further improvement by increasing the number of waveguide sections, which multiplies the productivity.

Keywords: sterilization, electrophysical disinfection, microwave device, technical characteristics, efficiency factor of decontamination, waveguide section.

Введение

В современной агротехнике возделывания зерновых культур основным приемом борьбы с фитопатогенными инфекциями является предпосевное протравливание. Нанесение на поверхность семян химически активных веществ обеспечивает высокий уровень подавления патогенной микрофлоры, однако сам принцип химической обработки не лишен серьезных недостатков. Так, наиболее эффективные протравители – системные фунгициды из класса бензимидазолов (фундазол, фундазим СП и др.) – относятся ко второму классу опасности, то есть ядовиты, в том числе, для человека. Это чревато токсикологическими последствиями для окружающей среды и человека, в то время как паразитные микроорганизмы вырабатывают резистентность к применяемым ядохимикатам и подвергаются мутациям под их действием в сторону чрезвычайно опасных и устойчивых видов.

Указанных недостатков лишено электрофизическое обеззараживание, использующее сверхвысокочастотную (СВЧ) энергию. Механизм электрофизической стерилизации принципиально отличается от химического. Он не требует внесения в материал инородных опасных веществ, а основан на преобразовании внутренней естественной среды биоорганизмов – биологической влаги. При достаточном уровне внешней энергии влага живых организмов ионизируется с изменением таких столь важных параметров, как водородный показатель рН и окислительно-восстановительный потенциал (ОВП). В результате действия активных ионов в клетках паразитных микроорганизмов развивается оксидантный стресс, происходит разрыв пептидных связей в длинных белковых цепях, нарушается синтез АТФ, наблюдаются другие биологические явления, вызывающие в конечном итоге гибель грибов и бактерий, населяющих зерно, без применения ядохимикатов [1].

При отмеченных преимуществах СВЧ-обработка имеет свои недостатки. К ним относятся меньший стерилизующий эффект по сравнению с химическим протравливанием и значительные затраты электроэнергии. Лучшие результаты могут дать комбинированные методы [2], но и для них актуально снижение энергозатрат и увеличение обеззараживающего эффекта на этапе СВЧ-воздействия. При этом немаловажно, чтобы этот эффект наблюдался на участке высокой производительности установки, обеспечивая тем самым возможность встраивания данной элек-

тротехнологии в конкретные производственные процессы АПК при согласованной работе всей технологической линии.

Переходя к оценке СВЧ-оборудования, следует отметить его существенные отличия в части генерации микроволновой энергии, ее подвода к материалу, организации движения потока материала через активную зону, наличия или отсутствия систем рекуперации тепла. Все это приводит к разным техническим характеристикам, которые подлежат анализу. Особого внимания при этом, разумеется, заслуживают наиболее важные параметры: производительность, обеззараживающий эффект и установленная мощность, характеризующая энергопотребление.

Цель исследования

Цель исследования – анализ характеристик СВЧ-оборудования для обеззараживания зерна, выработка единого критерия для его объективной оценки, проведение сравнения СВЧ-установок по вновь введенному критерию.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

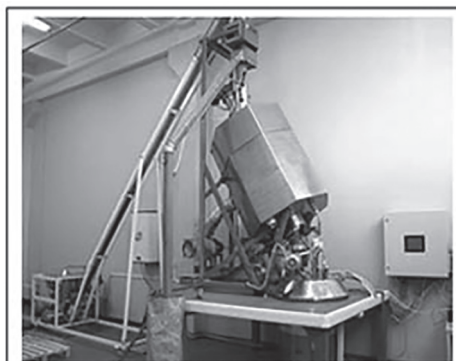
Технические характеристики СВЧ-оборудования в той или иной мере освещаются производителями и могут служить материалом для анализа. Исходной базой для начального анализа служит соответствие электроустановки некоторым общим требованиям, которые вытекают из назначения подобного оборудования, условий его работы в АПК, качества выходной продукции. К таким требованиям относятся:

- производительность – от 1 т/ч и выше;
- качество обеззараживания – уменьшение суммарного содержания грибковой и бактериальной микрофлоры в зерне – не менее чем на 25 %;
- энергоэкономия – до 30 % за счет рекуперации тепла;
- среда эксплуатации – сельскохозяйственные помещения с относительной влажностью 70...90 %, температурой от +10 до +30 °С и запыленностью до 1,3 г/м³ [3];
- безопасность – минимальный уровень внешнего излучения, не превышающий допустимых норм.

На практике полная техническая информация о той или иной СВЧ-установке чаще всего отсутствует. Это вынуждает оперировать ограниченными данными, используя, в частности, производительность и установленную мощность, как правило, известные (рис. 1–6).



СВЧ-установка "МАГРА-Э"
("Магратеп", Фрязино)
Производительность - до 400 кг/ч;
Установленная мощность - 6 кВт



СВЧ-установка "ПОТОК"
("Синергис", Санкт-Петербург)
Производительность - до 500 кг/ч;
Установленная мощность - 14 кВт;

Рис. 1. СВЧ-установка «МАГРА-Э»

Рис. 2. СВЧ-установка «ПОТОК»



Микроволновая установка "БАРХАН-3"
("Ингредиент", Санкт-Петербург)
Производительность - до 200 кг/ч;
Установленная мощность - 42 кВт;
Масса - 0,6 т



Микроволновая установка "ЛАМИНАРИЯ"
("Ингредиент", Санкт-Петербург)
Производительность - до 600 кг/ч;
Установленная мощность - 25 кВт;
Масса - 0,65 т

Рис. 3. СВЧ-установка «БАРХАН-3»

Рис. 4. СВЧ-установка «ЛАМИНАРИЯ»



Микроволновая установка "АРАБИС"
("Ингредиент", Санкт-Петербург)
Производительность - до 500 кг/ч;
Установленная мощность - 16,8 кВт;
Масса - 0,5 т



СВЧ-установка "СИГМА-1"
(ФГБНУ СКНИИМЭСХ, Зерноград)
Производительность - до 900 кг/ч;
Установленная мощность - 10 кВт

Рис. 5. СВЧ-установка «АРАБИС»

Рис. 6. СВЧ-установка «СИГМА-1»

Фрязинское предприятие «НПП «Магратеп» разработало обеззараживающую СВЧ-установку «МАГРА-Э» [4], имеющую блочно-модульное построение (рис. 1). Ее производительность составляет 400 кг/ч, что не удовлетворяет рассмотренным выше требованиям и является ограничивающим фактором для применения в АПК.

Ряд СВЧ-установок выпускается в Санкт-Петербурге [5]. Их внешний вид и характеристики представлены на рис. 2–5.

На рис. 6 показан внешний вид и характеристики новой СВЧ-установки, получившей название «СИГМА-1», которая разработана в лаборатории биоэнерготехнологий подразделения СКНИИМЭСХ ФГБНУ «Аграрного научного центра «Донской».

Данные на рис. 1–6 свидетельствуют, что все рассматриваемые СВЧ-установки имеют производительность ниже требуемой, при том что их установленная мощность достигает десятков кВт. Предпочтительной на этом фоне выглядит установка «СИГМА-1», имеющая производительность 900 кг/ч при установленной мощности 10 кВт. Данная установка реализует комбинированный конвективно-микроволновый метод обеззараживания, за счет чего получен значительный обеззараживающий эффект 25 %. Энергоэкономия обеспечивается использованием вторичного тепла от системы охлаждения магнетронов [6].

Инновационные технические решения установки «СИГМА-1» включают: многоканальный СВЧ-энергоподвод; расширенную зону СВЧ-облучения на восьми магнетронах; специальный корпус-воздуховод-защитный экран; загрузочный бункер с функцией формирования тонкого слоя зерна и др. Установка имеет повышенную надежность благодаря многоканальному построению [6] и эффективной системе охлаждения, одновременно выполняющей функции нагнетания теплоносителя в зону конвективного нагрева [7, 8].

С целью дальнейшего анализа наиболее важные параметры СВЧ-установок целесообразно объединить в единый показатель – коэффициент эффективности обеззараживания, рассчитываемый по формуле:

$$K_{30} = \frac{Q \Delta Z}{P_y \cdot 100}, \quad (1)$$

где K_{30} – коэффициент эффективности обеззараживания; Q – производительность СВЧ-

установки, кг/ч; P_y – установленная электрическая мощность, кВт; ΔZ – обеззараживающий эффект в процентах:

$$\Delta Z = Z_n - Z_k,$$

где Z_n – начальное (до обработки) суммарное содержание грибковой и бактериальной микрофлоры в зерне, %; Z_k – конечное (после обработки) суммарное содержание грибковой и бактериальной микрофлоры в зерне, %.

Согласно выражению (1), коэффициент K_{30} тем выше, чем больше производительность установки, выше обеззараживающий эффект и ниже установленная мощность. Таким образом, он однозначно характеризует СВЧ-установку по важнейшим характеристикам, а рассчитанный для ряда установок дает возможность их объективного сравнения.

К сожалению, не все производители СВЧ-оборудования указывают обеззараживающий эффект ΔZ (он известен только для установки «СИГМА-1»), а также производительность, при которой он был получен. Это затрудняет полностью корректный анализ по вновь введенному показателю K_{30} . Для приближенного анализа введем коэффициент:

$$K_{30}^* = Q / P_y.$$

Данные для расчета коэффициента K_{30}^* имеются и приведены на рис. 1–6. Принимая их во внимание, произведен расчет в программе Ms Excel. Результаты расчета в графическом виде представлены на рис. 7.

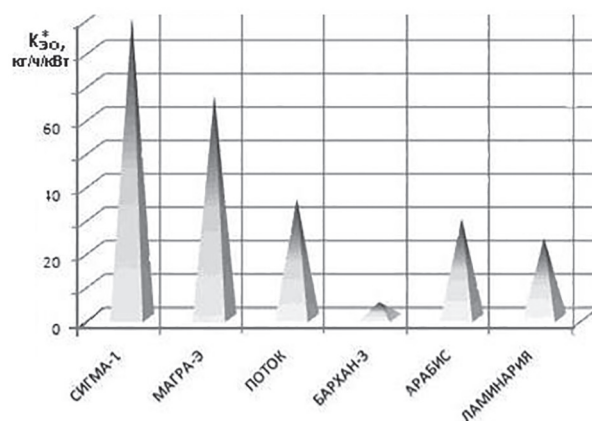


Рис. 7. Коэффициент эффективности обеззараживания

Очевидно, что наибольший коэффициент K_{30}^* имеет установка «СИГМА-1», для которой $K_{30}^* = 90$ кг/ч/кВт. Это означает, что данная установка способна обеззараживать 90 кг мате-

риала в 1 час на 1 кВт установленной мощности. На втором месте установка «МАГРА-Э», уступающая установке «СИГМА-1» в 1,5 раза по анализируемому показателю. Остальные СВЧ-установки имеют в три и более раза худший коэффициент эффективности обеззараживания, т.е. они малопродуктивны и энергозатратны.

Следует заметить, что благодаря тепловому эффекту микроволн практически все СВЧ-установки могут использоваться для сушки, а в отдельных случаях и для жарки материала, как, например, установка «БАРХАН-3». Естественно, что в режиме жарки производительность мала, а затраты электроэнергии велики, чем объясняется крайне низкий коэффициент указанной установки. Функция обеззараживания при этом также присутствует, но чтобы достичь уровня установки «СИГМА-1», производительность установки «БАРХАН-3» в режиме обеззараживания должна быть увеличена почти в 20 раз, что крайне маловероятно. Иначе говоря, не имея упомянутых инновационных решений, установка «БАРХАН-3», не сможет превзойти установку «СИГМА-1» по коэффициенту эффективности обеззараживания, несмотря на в четыре раза большую установленную мощность.

К особенностям установки «СИГМА-1» относится модульный принцип построения, согласно которому в ее основе лежит независимый модуль – волноводная секция. Секция представляет собой запатентованное СВЧ-устройство на 4 магнетронах, расположенных особым образом на общей камере-трубопроводе [8]. В оригинальной установке две таких секции, однако их количество может быть увеличено путем последовательного и параллельного соединения.

На рис. 8 показано комбинированное параллельно-последовательное соединение четырех волноводных секций, что в сравнении с установкой «СИГМА-1» обеспечивает повышение производительности в 2 раза. При 8 секциях производительность увеличивается в 4 раза и т.д. Немаловажно, что при предлагаемом способе соединения секций габаритная высота установки не увеличивается – она сохраняет компактность. Используя разное количество секций, перспективно создание обеззараживающего СВЧ-оборудования разной производительности, ориентированного на конкретного потребителя, – от малых фермерских хозяйств до крупных растениеводческих комплексов.

Выводы

1. СВЧ-установки для обеззараживания зерна должны удовлетворять определенным требованиям, важнейшими среди которых являются производительность, обеззараживающий эффект и энергозатраты. Предложен интегральный критерий – коэффициент эффективности обеззараживания, объединяющий эти параметры в одной цифре и рассчитываемый по предлагаемой методике.

2. Расчет и графическое представление коэффициента эффективности обеззараживания $K_{\text{эо}}^*$ для ряда СВЧ-установок демонстрирует явные преимущества установки «СИГМА-1», превосходящей аналоги в 1,5...3 раза. Возможно дальнейшее совершенствование подобного оборудования путем наращивания числа волноводных секций, что кратно увеличивает производительность.

Литература

1. Пахомов А.И. Теоретические предпосылки совершенствования процесса электрофизического обеззараживания зерна // Хранение и переработка зерна. 2017. № 7 (215). С. 49–52.
2. Фисинин В.И., Лачуга Ю.Ф., Пахомов В.И., Пахомов А.И., Буханцов К.Н. Способ комбинированного обеззараживания зерна и семян с использованием электромагнитного поля сверхвысокой

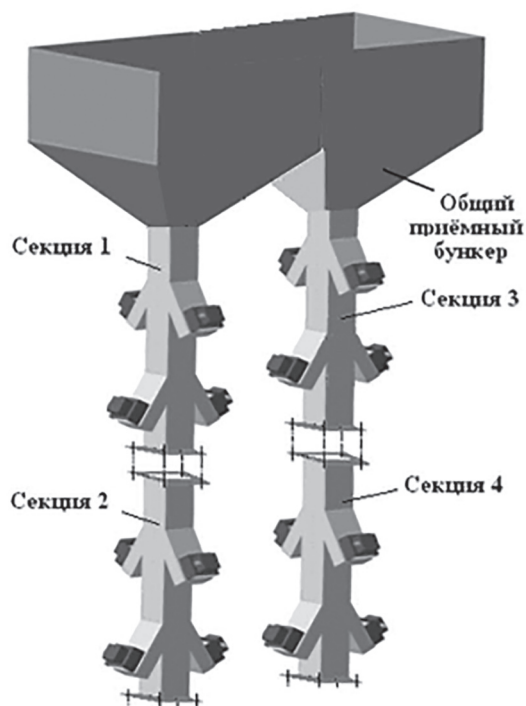


Рис. 8. Параллельно-последовательное соединение волноводных секций СВЧ-установки

частоты: патент на изобретение № 2550479, Российская Федерация. Опубликовано 10.05.2015. Бюл. № 13.

3. Поспелов Г.Е., Русан В.И. Надежность электроустановок сельскохозяйственного назначения. Минск: Урожай, 1982. 166 с.
4. Морозов О.А., Воскобойник М.Ф., Каргин А.Н., Воробьев И.Г., Пахомов В.И. Устройство для электромагнитной обработки сыпучих диэлектрических материалов: патент на изобретение № 2382529, Российская Федерация. Опубликовано 20.02.2010. Бюл. № 5.
5. Бастрон А.В., Заплетина А.В., Логачев А.В. Обзор СВЧ-установок для предпосевной обработки семян сельскохозяйственных культур // Вестник КрасГАУ. 2015. № 5. С. 63–68.
6. Пахомов А.И., Парапонов А.А. Повышение надежности СВЧ-источника // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2011. № 8. С. 29.
7. Пахомов А.И., Максименко В.А. Инновационная СВЧ-установка «СИГМА-1» // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 5. С. 11–12.
8. Пахомов А.И., Пахомов В.И., Максименко В.А. Устройство для непрерывной СВЧ-обработки сыпучих сельскохозяйственных материалов: патент на полезную модель № 134726, Российская Федерация. Опубликовано 20.11.2013. Бюл. № 32.

References

1. Pakhomov A.I. Theoretical prerequisites for improving the process of electrophysical grain disinfection. *Khranenie i pererabotka zerna*. 2017. No 7 (215), pp. 49–52 (in Russ.).
2. Fisinin V.I., Lachuga Yu.F., Pakhomov V.I., Pakhomov A.I., Bukhantsov K.N. Sposob kom-

binirovannogo obezzarzhivaniya zerna i semyan s ispol'zovaniem elektromagnitnogo polya sverkhvysokoy chastoty [A method for combined disinfection of grain and seeds using an ultrahigh-frequency electromagnetic field]: patent na izobretenie, No 2550479, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 10.05.2015. Byul. No 13.

3. Pospelov G.E., Rusan V.I. Nadezhnost' elektroustanovok sel'skokhozyaystvennogo naznacheniya [Reliability of electrical installations for agricultural purposes]. Minsk: Urozhay Publ., 1982. 166 p.
4. Morozov O.A., Voskoboynik M.F., Kargin A.N., Vorob'ev I.G., Pakhomov V.I. Ustroystvo dlya elektromagnitnoy obrabotki syuchikh dielektricheskikh materialov [Device for electromagnetic processing of bulk dielectric materials]: patent na izobretenie, No 2382529, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.02.2010. Byul. No 5.
5. Bastron A.V., Zapletina A.V., Logachev A.V. Overview of microwave devices for presowing processing of seeds of crops. *Vestnik KrasGAU*. 2015. No 5, pp. 63–68 (in Russ.).
6. Pakhomov A.I., Paraponov A.A. Increasing the reliability of the microwave source. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva*. 2011. No 8, p. 29 (in Russ.).
7. Pakhomov A.I., Maksimenko V.A. Innovative microwave installation «SIGMA-1». *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015. No 5, pp. 11–12 (in Russ.).
8. Pakhomov A.I., Pakhomov V.I., Maksimenko V.A. Ustroystvo dlya nepreryvnoy SVCh-obrabotki syuchikh sel'skokhozyaystvennykh materialov [Device for continuous microwave processing of bulk agricultural materials]: patent na poleznuyu model', No 134726, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 20.11.2013. Byul. No 32.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЛОСКОГО ДИСКА ЛУЩИЛЬНИКА

THE METHOD FOR CALCULATING THE TRACTION RESISTANCE OF A FLAT DISK

А.П. АКИМОВ, д.т.н.

Ю.В. КОНСТАНТИНОВ, к.т.н.

Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, Чебоксары, Россия, akimov_mechfak@mail.ru

A.P. AKIMOV, DSc in Engineering

YU.V. KONSTANTINOV, PhD in Engineering

Chuvash State Agricultural Academy, Cheboksary, Russia, akimov_mechfak@mail.ru

Лушительники с плоскими дисками широко применяются в районах, подверженных действию ветровой эрозии почв для закрытия влаги на стерневых полях. Плоские диски не оборачивают снимаемые ими пласты, а лишь рыхлят их, сдвигая в сторону. Предпочтительнее использовать такие лушительники при предпосевной обработке почвы и на парах, поскольку в этом случае происходит меньшее распыление почвы и ее нижние (влажные) слои не выносятся на поверхность. Поэтому многие промышленно выпускаемые лушительники укомплектовываются плоскими дисками, и задача построения математической модели взаимодействия таких дисков с почвой является актуальной. Было предложено много математических моделей взаимодействия диска с почвой, учитывающих распределение сил реакций почвы на диск, но все эти модели были построены в предположении, что диск движется в своей плоскости. Поэтому они не применимы к диску лушительника, движущемуся с ненулевым углом атаки в почве. Цель данной работы – построение математической модели, позволяющей рассчитывать тяговое сопротивление диска, движущегося с заданным углом атаки. Основные предположения, принятые при построении этой модели: скорость поступательного движения диска и его заглубление постоянны; трением в подшипнике диска можно пренебречь; давление почвы на боковую поверхность диска и усилие реакций почвы, приходящееся на единицу длины его лезвия, можно заменить их средними значениями. Получено явное выражение для тягового сопротивления диска лушительника, движущегося с углом атаки, в зависимости от его относительного заглубления, угла атаки и эмпирических коэффициентов. Адекватность построенной математической модели подтверждена сравнением с известными экспериментальными данными. Она позволяет значительно сократить число натуральных экспериментов по изучению взаимодействия плоских дисков лушительника с почвой, заменяя их вычислительными, обособанно проводить силовые и прочностные расчеты таких дисков. Кроме того, ее можно использовать для оптимизации параметров плоских дисков лушительника.

Ключевые слова: плоский диск, почва, взаимодействие, математическая модель, лушительник, тяговое сопротивление.

Scuffler with flat discs are widely used in areas, which are subject to wind erosion of soils, to cover moisture on the stubble fields. Flat discs do not wrap the layers they remove, but only loosen them, shifting them aside. It is preferable to use such scrapers during presowing tillage and on steam, since in this case there is less sputtering of the soil, and its lower (moist) layers are not carried to the surface. Therefore, many industrially manufactured scufflers are equipped with flat discs, and the task of constructing a mathematical model for the interaction of such discs with soil is topical. Many mathematical models of the disc-soil interaction, taking into account the distribution of soil reaction forces on the disk, have been proposed, but all these models were constructed assuming that the disk is moving in its plane. Therefore, they are not applicable to the disk of a lakershield moving with a non-zero angle of attack in the soil. The purpose of this work is to construct a mathematical model that allows calculating the traction resistance of a disk moving with a given angle of attack. The basic assumptions made in the construction of this model: the speed of the translational movement of the disk and its depth are constant; friction in the disk bearing can be neglected; the soil pressure on the lateral surface of the disc and the force of the soil reactions per unit length of its blade can be replaced by their mean values. An explicit expression is obtained for the traction resistance of a disk of a scuffler moving with an angle of attack, depending on its relative depth, the angle of attack, and the empirical coefficients. The adequacy of the constructed mathematical model is confirmed by comparison with known experimental data. It makes it possible to significantly reduce the number of full-scale experiments on the study of the interaction of flat discs of a scuffler with the soil, replacing them with computational ones, and reasonably carry out power and strength calculations of such discs. In addition, it can be used to optimize the parameters of the flat discs of the scuffler.

Keywords: flat disc, soil, interaction, mathematical model, scuffler, traction resistance.

Введение

При предпосевной обработке почвы и на парах предпочтительнее использовать лушильники с плоскими дисками, поскольку в этом случае происходит меньшее распыление почвы и нижние (влажные) слои ее не выносятся на поверхность. Они применяются также в районах, подверженных действию ветровой эрозии почв для закрытия влаги на стерневых полях, так как плоские диски не оборачивают снимаемые ими пласты, а лишь рыхлят их, сдвигая в сторону. Поэтому значительная часть лушильников ЛД-10 выпускалась с плоскими дисками. Лушильники гидрофицированные дисковые ЛДГ-5, ЛДГ-10, ЛДГ-15 и ЛДГ-20 могут быть укомплектованы плоскими дисками. Однако проектирование таких лушильников затрудняется недостаточным количеством данных, необходимых для проведения их силовых и прочностных расчетов [1], поэтому построение математической модели взаимодействия диска лушильника с почвой является актуальной. Такая модель позволит не только заменять натурные эксперименты вычислительными, но и решать задачу выбора оптимальных параметров диска по одному или многим критериям оценки.

Построением математических моделей взаимодействия плоского диска с почвой, начиная с Н. Нерли, занимались многие исследователи [2–7]. Величина кинематического параметра диска, равная отношению окружной скорости точек его лезвия к скорости поступательного движения, определяет распределение сил трения почвы о диск на его боковой поверхности и распределение элементарных сил сопротивления почвы резанию на его лезвии. В работах ряда автора [8–10] была построена обобщенная математическая модель взаимодействия плоского диска с почвой, учитывающая величину этого кинематического параметра, из которой вытекают как частные случаи известные модели, построенные ранее. Эта модель позволила теоретически описать явление скольжения-буксования свободно вращающегося диска в почве и определить его основные силовые характеристики в зависимости от геометрических параметров и параметров режима работы диска [10–11]. Кроме того, эта модель позволила получить решения неформальной задачи рационального выбора параметров дискового ножа при одном и двух критериях оценки [12–14]. Однако во всех по-

строенных моделях рассматривался диск, движущийся в своей плоскости, поэтому они не применимы для описания взаимодействия диска лушильника с почвой, движущегося под ненулевым углом атаки к направлению поступательного движения.

Цель исследования

Цель данной работы – построить математическую модель взаимодействия диска лушильника с почвой, движущегося под заданным углом атаки, которая учитывает режим движения диска, его геометрию и позволяет рассчитывать тяговое сопротивление диска лушильника в зависимости от этих параметров.

Основные результаты исследования и их обсуждение

Пусть плоский диск лушильника радиуса r , погруженный в почву на глубину h , движется при постоянной поступательной скорости орудия равной v_n , вращаясь при этом с некоторой постоянной угловой скоростью ω в своей плоскости, образуя угол атаки α с направлением поступательной скорости (рис. 1).

Со стороны почвы на лезвие диска действуют реакции сопротивления резанию, а на сектор его боковой поверхности – силы нормального давления и силы трения почвы. Будем считать, что почва достаточно однородна. Тогда ее давление на боковую поверхность сегмента ножа в почве может быть приближенно заменено средним значением p , а сопротивление почвы резанию, приходящееся на единицу длины лезвия диска, можно заменить некоторым средним значением Q .

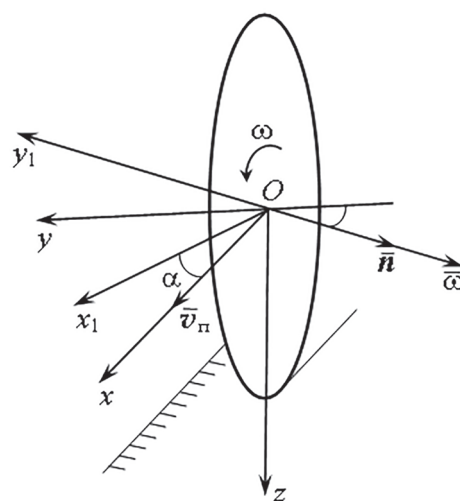


Рис. 1. Системы координат связанные с движущимся диском лушильника

Для определения проекции главного вектора реакций почвы на диск лущильника свяжем с ним подвижную систему координат, поместив ее начало в центр диска. Направим ось Ox горизонтально в сторону его поступательного движения, ось Oz – вертикально вниз, а ось Oy – перпендикулярно этим двум осям, так чтобы получилась правая система координат (рис. 1). Кроме того, свяжем с диском еще одну подвижную систему координат $Ox_1y_1z_1$ с началом в той же точке, получающуюся из системы $Oxyz$ поворотом на угол α , так чтобы ось Ox_1 оказалась в плоскости диска (рис. 1).

Относительно системы координат $Oxyz$ диск совершает вращательное движение, и относительную скорость его произвольной точки $M(x_1; y_1; z_1)$ можно определить по формуле Эйлера, если ввести вектор угловой скорости диска, направленный против оси Oy_1 , модуль которого равен ω :

$$\bar{v}_r = \bar{\omega} \bar{r} = \omega(-z_1 \bar{i}_1 + x_1 \bar{k}), \quad (1)$$

где \bar{r} – радиус-вектор точки M ; $\bar{i}_1, \bar{j}_1, \bar{k}$ – орты координатных осей системы $Ox_1y_1z_1$.

Переносной скоростью точки M является поступательная скорость диска, направленная по оси Ox :

$$\bar{v}_n = v_n(\cos \alpha \bar{i}_1 - \sin \alpha \bar{j}_1). \quad (2)$$

Абсолютная скорость точки M находится сложением ее относительной и переносной скорости и согласно (1), (2) равна:

$$\bar{v} = (v_n \cos \alpha - \omega z_1) \bar{i}_1 - v_n \sin \alpha \bar{j}_1 + \omega x_1 \bar{k}. \quad (3)$$

Примем модель сжимаемого пласта, для которой плоскость относительного перемещения любой частицы почвы проходит через нормаль к плоскости диска и через вектор скорости \bar{v} той точки диска, с которой в данный момент совпадает рассматриваемая частица почвы [6]. При этом направление относительной скорости частицы почвы, взаимодействующей с данной элементарной площадкой боковой поверхности диска, противоположно направлению векторной проекции вектора \bar{v} некоторой точки этой элементарной площадки на плоскость диска. Поскольку вектор \bar{j}_1 перпендикулярен плоскости диска, то эта проекция, с учетом (3), равна:

$$\bar{v}_\tau = (v_n \cos \alpha - \omega z_1) \bar{i}_1 + \omega x_1 \bar{k}.$$

Находя модуль этого вектора, определяем орт направления элементарной силы трения,

действующей на рассматриваемую элементарную площадку:

$$-\frac{\bar{v}_\tau}{v_\tau} = \frac{(z_1 - a_1) \bar{i}_1 - x_1 \bar{k}}{\sqrt{(z_1 - a_1)^2 + x_1^2}}, \quad (4)$$

где $a_1 = \frac{r}{\lambda_1}$, $\lambda_1 = \frac{\omega r}{v_n \cos \alpha}$.

При $\alpha = 0$ равенство (4) запишется следующим образом:

$$-\frac{\bar{v}_\tau}{v_\tau} = \frac{(z_1 - a) \bar{i}_1 - x_1 \bar{k}}{\sqrt{(z_1 - a)^2 + x_1^2}}, \quad (5)$$

где $a = \frac{r}{\lambda}$, $\lambda = \frac{\omega r}{v_n}$.

Это равенство определяет орт направления элементарной силы трения, действующей на рассматриваемую элементарную площадку при $\alpha = 0$. При замене λ на λ_1 в равенстве (5) оно переходит в равенство (4). Поэтому выражения для главного вектора и главного момента элементарных сил трения почвы о диск лущильника, движущегося с углом атаки, получаются из соответствующих выражений для дискового ножа, движущегося в своей плоскости, если в них заменить λ на λ_1 , а давление p – на $0,5p$ (диск лущильника взаимодействует с почвой лишь одной боковой поверхностью).

Коэффициент λ_1 можно выразить через коэффициент скольжения (буксования) η :

$$\lambda_1 = \frac{1}{1 + \eta}.$$

Как следует из экспериментов [6], хотя плоские диски лущильника при различных углах атаки α могут двигаться в почве как со скольжением ($\eta < 0$), так и с буксованием ($\eta > 0$) или катятся ($\eta = 0$), абсолютные значения этого коэффициента меняются в тех же пределах, что и для дискового ножа, движущегося в своей плоскости. А значит, коэффициент λ_1 также изменяется незначительно.

В работе Ю.В. Константинова [15] были получены явные выражения для главного вектора и главного момента элементарных сил трения почвы дискового ножа при следующих предположениях: скорость поступательного движения диска постоянна; заглубление дискового ножа постоянно; трением в подшипнике диска можно пренебречь; давление почвы на боковую поверхность дискового ножа можно заменить его средним значени-

ем; усилие реакций почвы, приходящееся на единицу длины его лезвия, можно заменить его средним значением. Было показано, что при $0,95 \leq \lambda \leq 1,05$ ошибка этих выражений не превышает 5 % и стремится к нулю при $\lambda \rightarrow 1$. Заменяя в них λ на λ_1 , а давление p – на $0,5p$, получим для диска луцильника, движущегося с углом атаки, выражения для проекции на ось Ox_1 главного вектора элементарных сил трения о боковую поверхность и их суммарного момента относительно точки O :

$$\frac{F_{6x1}}{2fpr^2} = \xi \left(\lambda_1 - 1 - \frac{\xi}{2} \right) \cdot \ln \left(\sqrt{\frac{2}{\xi}} - 1 + \sqrt{\frac{2}{\xi}} \right) + \frac{[6 - 2\lambda_1 + (3 - 2\lambda_1)\xi]}{3} \cdot \sqrt{1 - \frac{\xi}{2}} + \frac{2\lambda_1 - 6}{3}; \quad (6)$$

$$\frac{m_o}{2fpr^3} = \frac{\xi(6 - 6\lambda_1 + 3\xi - \xi^2)}{6} \cdot \ln \left(\sqrt{\frac{2}{\xi}} + \sqrt{\frac{2}{\xi} - 1} \right) + \frac{6\lambda_1 - 2 + (6\lambda_1 - 5)\xi - 3\xi^2}{9} \sqrt{1 - \frac{\xi}{2}} + \frac{2 - 6\lambda_1}{9}, \quad (7)$$

где f – коэффициент трения почвы о материал диска (сталь).

В первом приближении можно считать, что элементарные сопротивления почвы резанию лезвием диска, движущегося под углом атаки, лежат в его плоскости. Поэтому выражение для его проекции на Ox_1 можно получить из соответствующего выражения для дискового ножа, движущегося в своей плоскости, заменяя λ на λ_1 . В работе [15] были получены явные выражения для главного вектора и главного момента элементарных сил сопротивления резанию почвы для дискового ножа. Их ошибка при $0,8 \leq \lambda \leq 1,2$ не превышает 1 % и стремится к нулю при $\lambda \rightarrow 1$. Заменяя в этих выражениях λ на λ_1 , получим выражения для проекции на ось Ox_1 главного вектора элементарных сопротивлений почвы резанию лезвием диска, движущегося с углом атаки, и их суммарного момента относительно точки O :

$$\frac{R_{\text{лх1}}}{Qr} = (\lambda_1 - 1) \cdot \ln \left(\frac{4\sqrt{8\xi + 2(1 - \lambda_1)^2}}{|1 - \lambda_1| \cdot (2 + \sqrt{4 - 2\xi})} \right) + \sqrt{4 - 2\xi} - 2; \quad (8)$$

$$\frac{M_o}{Qr} = (1 - \lambda_1) \cdot \ln \left(\frac{4\sqrt{8\xi + 2(1 - \lambda_1)^2}}{|1 - \lambda_1| \cdot (2 + \sqrt{4 - 2\xi})} \right) + \sqrt{4 - 2\xi} - 2. \quad (9)$$

Для того чтобы найти проекции на оси координат результирующей реакции почвы на диск луцильника, нужно сначала определить значение коэффициента λ_1^* , соответствующего движению диска под действием сил реакций почвы. Момент трения в подшипнике диска, установленного свободно на оси и равномерно вращающегося вследствие его взаимодействия с почвой, мал [4]. Если им пренебречь, то параметр λ_1^* , определяющий режим движения диска луцильника, найдется из следующего уравнения равновесия моментов:

$$\tilde{M}_o(\lambda_1^*) + fn\tilde{m}_o(\lambda_1^*) = 0, \quad (10)$$

где $\tilde{M}_o = \frac{M_o}{Qr}$ и $\tilde{m}_o = \frac{m_o}{2fpr^3}$ – безразмерный суммарный момент сил сопротивлений резанию почвы лезвием диска луцильника и безразмерный суммарный момент сил трения на боковой поверхности, а $n = \frac{2pr}{Q}$ – безразмерный эмпирический коэффициент, зависящий от свойств почвы (p , Q), радиуса диска r и определяющий относительный вес этих безразмерных моментов в результирующем безразмерном моменте сил реакций почвы.

Из (9) следует выражение для $M_o(\lambda_1^*)$, подставляя которое в уравнение (10), получим:

$$(\lambda_1^* - 1) \cdot \ln \left(\frac{4\sqrt{8\xi + 2(1 - \lambda_1^*)^2}}{|1 - \lambda_1^*| \cdot (2 + \sqrt{4 - 2\xi})} \right) + \sqrt{4 - 2\xi} - 2 + fn\tilde{m}_o(\lambda_1^*) = 0$$

Правая часть последнего равенства является дифференцируемой функцией переменной λ_1^* . Поэтому для λ_1^* , близких к единице, можно приближенно заменить значение правой части на ее значение при $\lambda_1^* = 1$:

$$(\lambda_1^* - 1) \cdot \ln \left(\frac{4\sqrt{8\xi + 2(1 - \lambda_1^*)^2}}{|1 - \lambda_1^*| \cdot (2 + \sqrt{4 - 2\xi})} \right) \approx \sqrt{4 - 2\xi} - 2 + fn\tilde{m}_o(1).$$

В силу этого равенства подстановка $\lambda = \lambda_1^*$ в формулу (8) приводит к следующему равенству:

$$\frac{R_{\text{лх1}}}{Qr} = 2(\sqrt{4 - 2\xi} - 2) + fn\tilde{m}_o(1). \quad (11)$$

Проекция на ось Ox_1 главного вектора элементарных реакций почвы на диск луцильника

равна сумме проекций результирующих реакций на его лезвие и боковую поверхность:

$$R_{x1} = R_{lx1} + F_{6x}.$$

Поскольку проекция F_{6x} является дифференцируемой функцией λ_1 , а λ_1^* близко к единице, то ее значение при $\lambda_1 = \lambda_1^*$ можно заменить значением этой проекции при $\lambda_1 = 1$. Тогда из равенств (6), (7) и (11) получим:

$$\frac{R_{x1}}{Qr} = 2(\sqrt{4-2\xi} - 2) - \frac{fn}{18} [32 + (3\xi^2 - 4\xi - 16) \times \sqrt{4-2\xi} + 3\xi^3 \ln\left(\frac{\sqrt{4-2\xi} + 2}{\sqrt{2\xi}}\right)].$$

При малых ξ из последнего равенства следует более простое выражение для искомой проекции [11]:

$$R_{x1} = -Qr \cdot [\xi + (0,5fn + 0,125)\xi^2]. \quad (12)$$

Поскольку силы нормального давления на плоскость диска параллельны между собой, то величина их главного вектора F_n равна произведению давления p на площадь сегмента диска в почве:

$$F_n = pr^2(2\vartheta_0 - \sin 2\vartheta_0),$$

где $\cos \vartheta_0 = 1 - \xi$.

При малых относительных заглублениях для определения F_n также можно использовать более простую формулу:

$$F_n = \frac{2}{3} Qrn\xi\sqrt{2\xi}. \quad (13)$$

Как показывают расчеты, ошибка этой формулы при относительном заглублении $\xi = 0,5$ не превышает 8,6 % и убывает с его уменьшением.

Проектируя силы F_n и $R_{x1} \cdot \bar{i}_1$ на ось Ox , получим проекцию главного вектора всех элементарных сил реакций почвы, действующих на диск в направлении его поступательного движения (рис. 2):

$$R_x = R_{x1} \cos \alpha - F_n \sin \alpha.$$

Подставляя в это равенство формулы (12) и (13), получим:

$$R_x = -Qr\xi \left\{ [1 + (0,5fn + 1/8)\xi] \times \cos \alpha + (2/3)n\sqrt{2\xi} \sin \alpha \right\}.$$

Как известно, давление на щеку диска растет с увеличением угла атаки [6], поэтому, хотя для диска лущильника n неизвестным

образом зависит от α , в первом приближении можно положить $n = n_1 + n_2\alpha$, где n_1 и n_2 – эмпирические коэффициенты. Поэтому выражение искомой проекции окончательно переписывается в виде:

$$R_x = -Qr\xi \left[(1 + \xi/8) \cos \alpha + (n_1 + n_2\alpha) \times (0,5f\xi \cos \alpha + (2/3)\sqrt{2\xi} \sin \alpha) \right]. \quad (14)$$

Экспериментальные точки были получены пересчетом на один диск результатов опытов В.Ф. Стрельбицкого по динамометрированию батарей из плоских дисков ЛФ402 диаметром $D = 450$ мм при обработке пара [1]. На рис. 3 квадратиками отмечены точки, соответствующие углу атаки $\alpha = 15^\circ$; кружками – углу атаки 25° и треугольниками – углу атаки 35° , а также теоретические кривые, построенные по формуле (14).

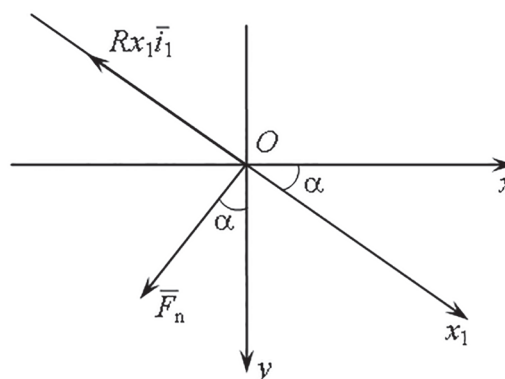


Рис. 2. Составляющие главных векторов элементарных реакций почвы, расположенные в горизонтальной плоскости

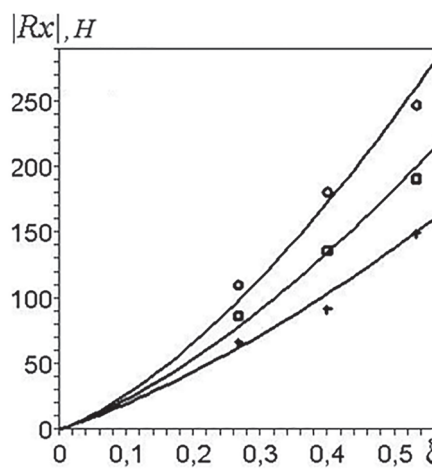


Рис. 3. Графики зависимости тягового усилия от ξ для 3 значений α и экспериментальные точки

Положив $f = 0,5$, $Q = 714,76$ Н/м, $n_1 = 0,9$ и $n_2 = 5,6$, получим, что для зависимости (14) вида:

$$R_x = -160,82\xi \left[(1 + 0,125\xi) \cos \alpha + (0,9 + 5,6\alpha) \times \right. \\ \left. \times (0,25\xi \cos \alpha + (2/3)\sqrt{2\xi} \sin \alpha) \right]$$

максимальная относительная ошибка представления экспериментальных данных меньше 12 %. Графики модуля R_x , то есть тягового сопротивления диска луцильника, представлены на том же рисунке тремя кривыми. Нижняя кривая соответствует углу $\alpha = 15^\circ$, средняя – углу $\alpha = 25^\circ$ и верхняя – углу $\alpha = 35^\circ$. Для полевых экспериментов согласие теоретических зависимостей с экспериментальными данными следует признать удовлетворительным.

Заключение

Построенная математическая модель позволяет существенно упростить эксперименты по изучению взаимодействия дисков луцильника с почвой и значительно уменьшить их число, заменяя такие эксперименты вычислительными, обоснованно производить силовые и прочностные расчеты дисковых рабочих органов. Ее можно использовать для рационального выбора геометрических и режимных параметров диска луцильника с помощью решения задач оптимизации по одному или нескольким критериям оценки.

Литература

1. Стрельбицкий В.Ф. Силовые характеристики плоских и сферических дисков луцильников // Тракторы и сельхозмашины. 1970. № 8. С. 28–31.
2. Nerli N. Sul Problema dinamico dell' aratro a disco. Instratto del Bolletino del R. Istituto. Supereire Agrogro di Pisa, 1930. 30 p.
3. Nerli N. Sul vantaggio dinamico del coltro rotante. Pisa: Tip. ed. Mariotti Pacini, 1930. 10 p.
4. Синеоков Г.Н. Дисковые рабочие органы почвообрабатывающих машин. М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1949. 89 с.
5. Лучинский Н.Д. Некоторые вопросы земледельческой механики // Труды ВИМ. 1977. Т. 75. С. 3–77.
6. Нартов П.С. Дисковые почвообрабатывающие орудия. Воронеж: Изд-во ВГУ, 1972. 184 с.
7. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. М.: Машиностроение, 1983. 142 с.
8. Константинов Ю.В. Выбор оптимальных параметров и режимов функционирования ротационных рабочих органов: дис. ... канд. техн. наук. Чебоксары, 2000. 176 с.
9. Медведев В.И., Константинов Ю.В., Акимов А.П. Обобщенная математическая модель взаимодействия дискового ножа с почвой // Тракторы и сельхозмашины. 2001. № 2. С. 34–37.
10. Акимов А.П., Константинов Ю.В. Скольжение-буксование дискового ножа в почве и его силовые характеристики // Тракторы и сельхозмашины. 2005. № 4. С. 30–34.
11. Акимов А.П., Константинов Ю.В., Аквильянова И.Н. Влияние свойств почвы и глубины хода дискового ножа на его сопротивление // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 11. С. 38–41.
12. Акимов А.П., Константинов Ю.В., Аквильянова И.Н. Критерии и оптимальные параметры функционирования дискового ножа // Тракторы и сельхозмашины. 2008. № 4. С. 31–33.
13. Акимов А.П., Константинов Ю.В. Рациональный выбор параметров диска-двигателя почвообрабатывающего агрегата // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 10. С. 29–33.
14. Акимов А.П., Константинов Ю.В. Оптимизация параметров и режимов функционирования дисков почвообрабатывающих машин и орудий. Чебоксары: Чувашская ГСХА, 2017. 136 с.
15. Константинов Ю.В. Упрощенная математическая модель взаимодействия свободно вращающегося дискового ножа с почвой // Рациональное природопользование и социально-экономическое развитие сельских территорий как основа эффективного функционирования АПК региона: материалы Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. Чебоксары, 2017. С. 169–174.

References

1. Strel'bitskiy V.F. Power characteristics of flat and spherical disks of scufflers. Traktory i sel'khoz-mashiny. 1970. No 8, pp. 28–31 (in Russ.).
2. Nerli N. Sul Problema dinamico dell' aratro a disco. Instratto del Bolletino del R. Istituto. Su-pereire Agrogro di Pisa, 1930. 30 p.
3. Nerli N. Sul vantaggio dinamico del coltro rotante. Pisa: Tip. ed. Mariotti Pacini, 1930. 10 p.
4. Sineokov G.N. Diskovye rabochie organy pochvoobrabatyvayushchikh mashin [Disc working bodies of tillers]. Moscow: Gosudarstvennoe nauchno-tekhnicheskoe izdatel'stvo mashinostroitel'noy literatury Publ., 1949. 89 p.

5. Luchinskiy N.D. Some questions of agricultural mechanics. Trudy VIM. 1977. Vol. 75, pp. 3–77 (in Russ.).
6. Nartov P.S. Diskovye pochvoobrabatyvayushchie orudiya [Disc soil cultivating tools]. Voronezh: Izd-vo VGU Publ., 1972. 184 p.
7. Kanarev F.M. Rotatsionnye pochvoobrabatyvayushchie mashiny i orudiya [Rotary tillage machines and tools]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 142 p.
8. Konstantinov Yu.V. Vybor optimal'nykh parametrov i rezhimov funktsionirovaniya rotatsionnykh rabochikh organov: dis. ... kand. tekhn. nauk [Selection of optimal parameters and modes of operation of rotary tools: Dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Cheboksary, 2000. 176 p.
9. Medvedev V.I., Konstantinov Yu.V., Akimov A.P. Generalized mathematical model of the interaction of a disk knife with soil. Traktory i sel'khoz mashiny. 2001. No 2, pp. 34–37 (in Russ.).
10. Akimov A.P., Konstantinov Yu.V. Sliding-slippage of a disk knife in the soil and its power characteristics. Traktory i sel'khoz mashiny. 2005. No 4, pp. 30–34 (in Russ.).
11. Akimov A.P., Konstantinov Yu.V., Akvil'yanova I.N. Influence of soil properties and the depth of the disk blade on its resistance. Traktory i sel'khoz mashiny. 2011. No 11, pp. 38–41 (in Russ.).
12. Akimov A.P., Konstantinov Yu.V., Akvil'yanova I.N. Criteria and optimal parameters of the functioning of a disk knife. Traktory i sel'khoz mashiny. 2008. No 4, pp. 31–33 (in Russ.).
13. Akimov A.P., Konstantinov Yu.V. Rational choice of parameters of the disc-propeller of the tillage unit. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 10, pp. 29–33 (in Russ.).
14. Akimov A.P., Konstantinov Yu.V. Optimizatsiya parametrov i rezhimov funktsionirovaniya diskov pochvoobrabatyvayushchikh mashin i orudiy [Optimization of parameters and modes of operation of discs of tillage machines and tools]. Cheboksary: Chuvashskaya GSKhA Publ., 2017. 136 p.
15. Konstantinov Yu.V. Simplified mathematical model of the interaction of a freely rotating disk knife with soil. Ratsional'noe prirodopol'zovanie i sotsial'no-ekonomicheskoe razvitie sel'skikh territoriy kak osnova effektivnogo funktsionirovaniya APK regiona: materialy Vseros. nauch.-prakt. konf. s mezhdunar. uchastiem [Rational nature management and socio-economic development of rural areas as the basis for the effective functioning of the agro-industrial complex in the region: materials of All-Russian scientific-practical conference with international participation]. Cheboksary, 2017, pp. 169–174 (in Russ.).

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ БАЛЛАСТИРОВАНИЯ И УГЛА ПРИЛОЖЕНИЯ СИЛЫ ТЯГИ ДЛЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

THE CHOICE OF A RATIONAL BALLASTING SCHEME AND THE ANGLE OF APPLICATION OF THE TRACTION FORCE FOR A CATERPILLAR TRACTOR

К.И. ГОРОДЕЦКИЙ¹, д.т.н.
В.М. ШАРИПОВ¹, д.т.н.
Е.М. АЛЕНДЕЕВ², к.т.н.
А.М. ЛАВЛИНСКИЙ²

¹ Московский политехнический университет, Москва, Россия

² ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия, kg1101@yandex.ru, evg9702@gmail.com

K.I. GORODETSKIY¹, DSc in Engineering
V.M. SHARIPOV¹, DSc in Engineering
E.M. ALENDEEV², PhD in Engineering
A.M. LAVLINSKIY²

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia, kg1101@yandex.ru

² Central scientific research automobile and automotive engine institute «NAMI», Moscow, Russia, evg9702@gmail.com

Особенность компоновки современных гусеничных тракторов такова, что центр масс трактора, как правило, расположен со смещением от середины опорной поверхности гусеницы вперед. Такое компоновочное решение в сочетании с использованием балластных грузов, размещаемых чаще всего спереди трактора, позволяет обеспечить его требуемые тягово-сцепные свойства при агрегатировании с орудиями. Однако, поскольку трактор работает с широким диапазоном нагрузок, при смене орудия с высоким тяговым сопротивлением, к примеру, на прицеп с низким сопротивлением возникает необходимость и регулировки массы балласта. На практике такая регулировка зачастую не осуществляется, т.е. один раз установленный передний балласт используется в течение всего срока эксплуатации машины, ухудшая ее топливную экономичность и не обеспечивая оптимальные тягово-сцепные свойства. В связи с этим важной представляется задача поиска решений, которые бы позволили устранить необходимость регулировки массы балласта в зависимости от крюковой нагрузки. Для этого в статье рассмотрена схема балластирования гусеничного трактора при приложении силы тяги под положительным углом. Также для трактора Challenger MT865B при ряде допущений о его геометрических параметрах была построена расчетная зависимость коэффициента балластирования от коэффициента использования сцепного веса и угла приложения силы тяги. Анализ зависимости позволил прийти к выводу о возможности обеспечения совпадения центра давления с серединой опорной поверхности трактора на всем диапазоне его нагрузок при неизменных значениях коэффициента балластирования и угла приложения силы тяги. Для расчета данных оптимальных значений указанных параметров в работе представлены соответствующие формулы.

Ключевые слова: гусеничный трактор, балластирование, центр давления, опорная поверхность гусеницы, сила тяги.

A feature of the layout of modern tracked tractors is that the center of mass of the tractor is usually located with a forward shift from the center of the caterpillar support surface. Such a layout solution, in combination with the use of ballast weights placed most often in front of the tractor, makes it possible to provide its required traction and coupling properties when assembling with guns. However, since the tractor operates with a wide range of loads, when changing the gun with high traction resistance, for example, to a low-resistance trailer, it becomes necessary to adjust the weight of the ballast. In practice, this adjustment is often not carried out, i.e. Once installed, the front ballast is used throughout the operating life of the machine, worsening its fuel economy and not providing optimum traction and coupling properties. In this regard, the important task is to find solutions that would eliminate the need to adjust the mass of the ballast depending on the hook load. For this purpose, the article deals with the scheme of ballasting of a caterpillar tractor with the application of traction force at a positive angle. Also, for the Challenger MT865B tractor, with a number of assumptions about its geometric parameters, the calculated dependence of the ballasting coefficient on the coupling weight and the thrust angle was constructed. Dependence analysis allowed to come to the conclusion that it is possible to ensure the coincidence of the pressure center with the middle of the tractor's support surface over the entire range of its loads, with constant values of the ballasting factor and the angle of application of the traction force. To calculate the optimal values of these parameters, the paper presents the corresponding formulas.

Keywords: caterpillar tractor, ballasting, pressure center, caterpillar bearing surface, traction force.

Введение

На сегодняшний день балластирование трактора является наиболее распространенным способом повышения его тягово-сцепных свойств. При этом требования, предъявляемые к балластированию колесных и гусеничных машин, различны. Так, на колесных тракторах стремятся обеспечить максимальную догрузку ведущих колес, что достигается размещением боковых и передних балластов, заполнением камер ведущих колес жидкостью, а также – при работе с навесными орудиями автоматическим управлением навесной системой. Для гусеничных тракторов необходимо обеспечить равномерное распределение нагрузки по всей длине опорной поверхности гусениц [1–4]. Наиболее простым способом выполнения данного условия, не требующим изменений в компоновке трактора, является размещение балластного груза спереди машины на специальном кронштейне. На рис. 1 приведен пример таких тракторов с передним балластом. Однако указанный способ не обеспечивает оптимальные технико-экономические показатели. При этом в ряде работ [5, 6] предлагается прикладывать силу тяги под положительным углом, который создает ее вертикальную составляющую, препятствующую опрокидыванию трактора, что в совокупности с балластированием позволяет обеспечить возможность управления положением центра давления.

Цель работы

Целью работы является анализ возможности обеспечения оптимальных тягово-сцепных свойств трактора на всем диапазоне его нагрузок при условии постоянства массы балласта и отсутствия конструктивных изменений в компоновке машины.

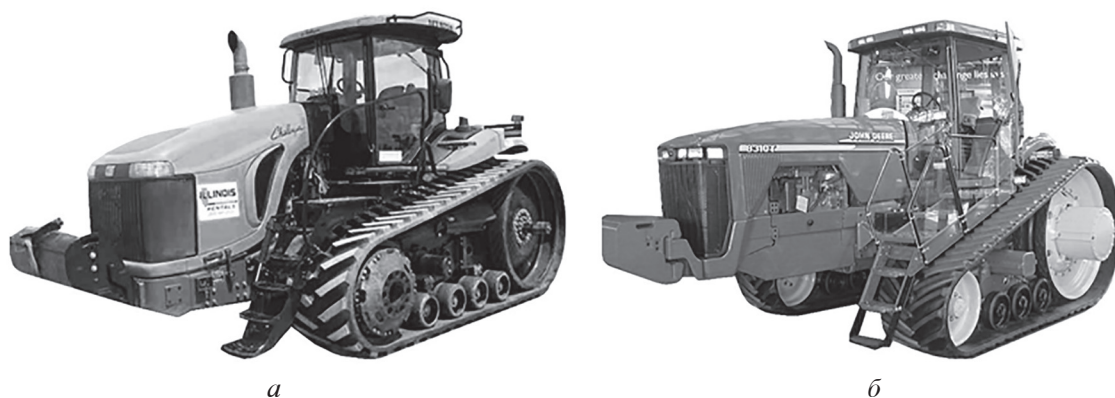


Рис. 1. Гусеничные тракторы:
а – Challenger MT865B; б – John Deere 8310T

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Для достижения поставленной цели рассмотрим схему сил, действующих на трактор при его установившейся работе на горизонтальной поверхности (рис. 2). Особенностью данной схемы является приложение силы тяги под углом γ и размещение балласта сзади на специальном кронштейне. Также балласт может быть размещен на нижних тягах навески.

На рис. 2 принято: $G_{тр}$, $G_б$ – вес трактора и балласта, соответственно; $P_{кр}$, $P_{кр} \operatorname{tg} \gamma$ – горизонтальная и вертикальная составляющая силы тяги W ; R_n – суммарная реакция почвы на гусеницы; X_n – реакция почвы на гусеничный движитель; L – длина опорной поверхности; X_d – положение центра давления относительно оси вращения O ведущего колеса; a – расстояние от точки b до точки O ; b – расстояние от центра масс трактора до точки O ; c – расстояние от центра масс балласта до точки O ; d – длина нижней тяги 2; e – высота положения оси вращения нижней тяги 2; f – расстояние от точки O до точки 3 нижней тяги 2 в горизонтальном положении; $h_{кр}$ – высота положения точки b ; k – расстояние от точки 3 нижней тяги 2 в ее крайнем положении до опорной поверхности; r – высота положения точки O ; γ – угол приложения силы тяги.

Распределение нормальных реакций почвы на опорные поверхности гусеничных движителей трактора характеризуется положением центра давления X_d , которое для принятых обозначений может быть определено из уравнения моментов, записанного относительно вертикали, проходящей через ось вращения ведущего колеса трактора [1, 2]:

$$X_d = \frac{G_{тр} b + P_{кр} \operatorname{tg} \gamma a - P_{кр} h_{кр} \pm G_б y}{G_б + G_{тр} - P_{кр} \operatorname{tg} \gamma}$$

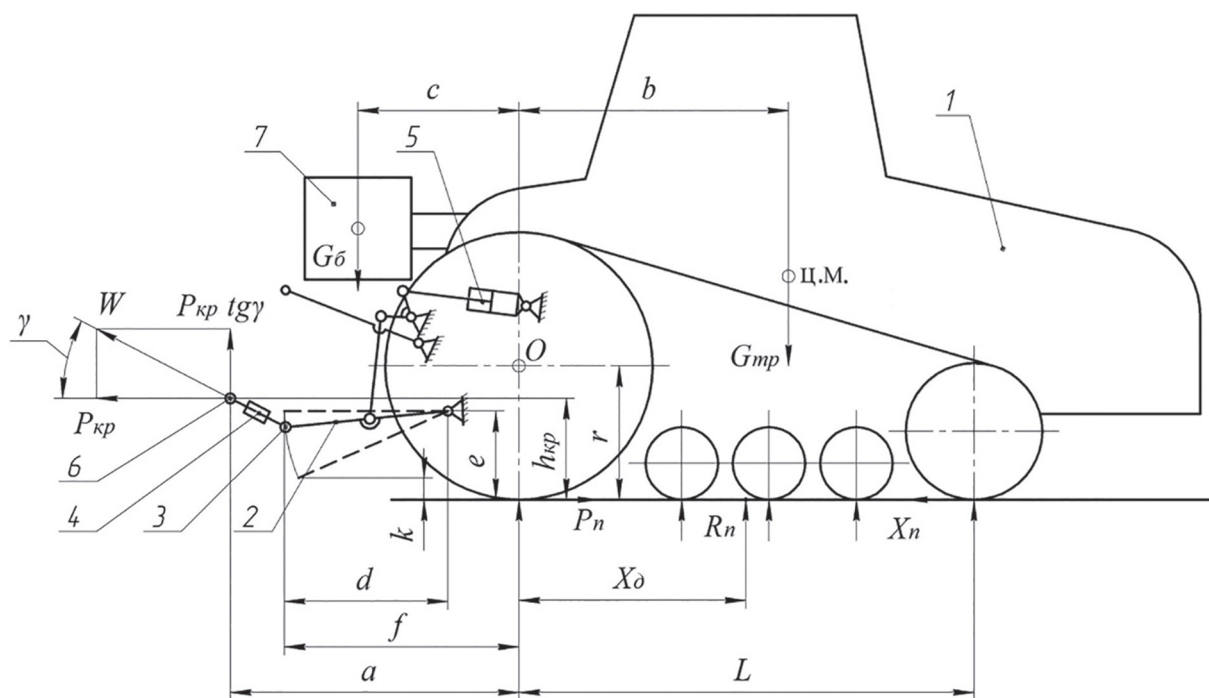


Рис. 2. Схема сил, действующих на гусеничный трактор:

1 – трактор; 2 – нижняя тяга навесной системы; 3 – точка крепления дышла к нижней тяге; 4 – дышло регулируемой длины; 5 – гидроцилиндр навесной системы; 6 – точка крепления орудия к дышлу; 7 – балласт

В данном выражении знак момента от веса балласта ($G_б y$) будет зависеть от положения балласта по отношению к оси вращения ведущего колеса (знак «+» – балласт спереди от оси вращения, «-» – сзади), а знак силы ($P_{кр} tg \gamma$) будет определяться знаком угла γ .

В соответствии с рис. 2 и учитывая тот факт, что для обеспечения высоких тягово-сцепных свойств трактора его центр давления должен находиться на середине его опорной поверхности ($X_д = 0,5L$), а также расстояние от балласта до оси вращения ведущего колеса y равно c , можно записать:

$$G_{тр} \left(\frac{L}{2} - b \right) + G_б \left(\frac{L}{2} + c \right) - P_{кр} tg \gamma \left(\frac{L}{2} + a \right) + P_{кр} h_{кр} = 0, \quad (1)$$

Данное выражение соответствует уравнению моментов, записанному относительно середины опорной поверхности. Также его можно преобразовать, как:

$$\left(\frac{L}{2} - b \right) + \psi \left(\frac{L}{2} + c \right) - \varphi tg \gamma \left(\frac{L}{2} + a \right) + \varphi h_{кр} = 0, \quad (2)$$

где $\psi = \frac{G_б}{G_{тр}}$ – коэффициент балластирования; $\varphi = \frac{P_{кр}}{G_{тр}}$ – коэффициент использования сцепного веса трактора без учета массы балласта.

Коэффициент балластирования ψ – безразмерная величина, показывающая, как вес установленного балласта соотносится с весом трактора. Из выражения (2) он равен:

$$\psi = \frac{\varphi \left(tg \gamma \left(\frac{L}{2} + a \right) - h_{кр} \right) - \left(\frac{L}{2} - b \right)}{\left(\frac{L}{2} + c \right)}.$$

В табл. 1 для трех гусеничных тракторов схожей компоновки и разных тяговых классов (рис. 1) приведены параметры, среди которых значения a, b, c были приняты условно, основываясь на известных размерах машин [7]. Трактор Challenger MT865B и тракторы John Deere 8310T, Challenger MT745 – разного тягового класса, John Deere 8310T и Challenger MT745 – одного. Данное обстоятельство также может быть отмечено по числу n опорных катков, которое тем больше, чем больше длина опорной поверхности гусениц. Основываясь на данных табл. 1, можно заключить, что, не смотря на разницу в тяговых классах и фирмах-производителях, значения параметров навесных систем

Таблица 1

Исходные и расчетные данные

Параметр	Challenger MT865B	Challenger MT745	John Deere 8310T
$N_{дв}$, кВт	340	155	154
$m_{тр}$, кг	20021	12710	11775
n , шт	4	3	3
L , мм	3110	2600	2261
r , мм	890	849	853
d , мм	929	1005	1056
f , мм	1369	1230	1231
k , мм	230	230	203
e , мм	590	549	573
$h_{кр}$, мм	590	590	590
a , мм	1730	1600	1600
b , мм	1800	1510	1310
c , мм	1000	950	950
$\gamma_{онт}$, град	10,2	11,5	12,2
$\psi_{онт}$	0,096	0,093	0,087
$P_{кр} \operatorname{tg} \gamma$, кН, при $P_{кр} = 0,4 m_{тр} g$	14,2	10,1	10,0

рассматриваемых машин близки. В связи с этим для проведения дальнейших расчетов также примем, что высоты $h_{кр}$ точки крепления дышла 4 к орудию для всех трех машин одинаковы.

В качестве примера подробнее рассмотрим энергонасыщенный трактор Challenger MT865B массой $m_{тр} = 20021$ кг и с двигателем мощностью $N_{дв} = 340$ кВт. Для данного трактора представляется возможным построить зависимость $\psi = f(\varphi, \gamma)$. Из рис. 3 видно, что при отсутствии нагрузки на крюке ($\varphi = 0$) для смещения центра давления до середины опорной поверхности необходимо сзади машины разместить балласт с $\psi = 0,096$, т.е. массой 1929 кг, а при $\gamma = 0^\circ$ и нагрузке на крюке, превышающей 80 кН ($\varphi > 0,41$) коэффициент балластирования будет отрицательным. Отрицательный знак коэффициента ψ говорит о необходимости балластирования машины спереди для обеспечения условия совпадения центра давления с серединой опорной поверхности. Также из рис. 3, б видно, что все кривые диапазона нагрузок пересекаются в одной точке при $\gamma = 10,2^\circ$ и $\psi = 0,096$, т.е. данными значениями текущих параметров можно обеспечить весь диапазон нагрузок, и эти значения являются оптимальными для трактора с приведенными выше параметрами.

Оптимальный угол приложения силы тяги определяется высотой $h_{кр}$ и расстоянием a , определяемым регулировкой длины дышла 4 (рис. 2). Это хорошо видно из выражения (1), где момент от вертикальной составляющей силы тяги должен уравнивать момент от горизонтальной составляющей:

$$P_{кр} \operatorname{tg} \gamma \left(\frac{L}{2} + a \right) = P_{кр} h_{кр}. \quad (3)$$

Откуда оптимальный угол приложения силы тяги будет:

$$\gamma_{онт} = \operatorname{arctg} \left(\frac{h_{кр}}{\frac{L}{2} + a} \right).$$

При выполнении условия (3) для выражения (1) за смещение центра давления на середину опорной поверхности будет отвечать только масса балласта и плечо, на котором предполагается его размещать. Тогда оптимальный коэффициент балластирования будет определяться как:

$$\psi_{онт} = \frac{b - \frac{L}{2}}{\frac{L}{2} + c}.$$

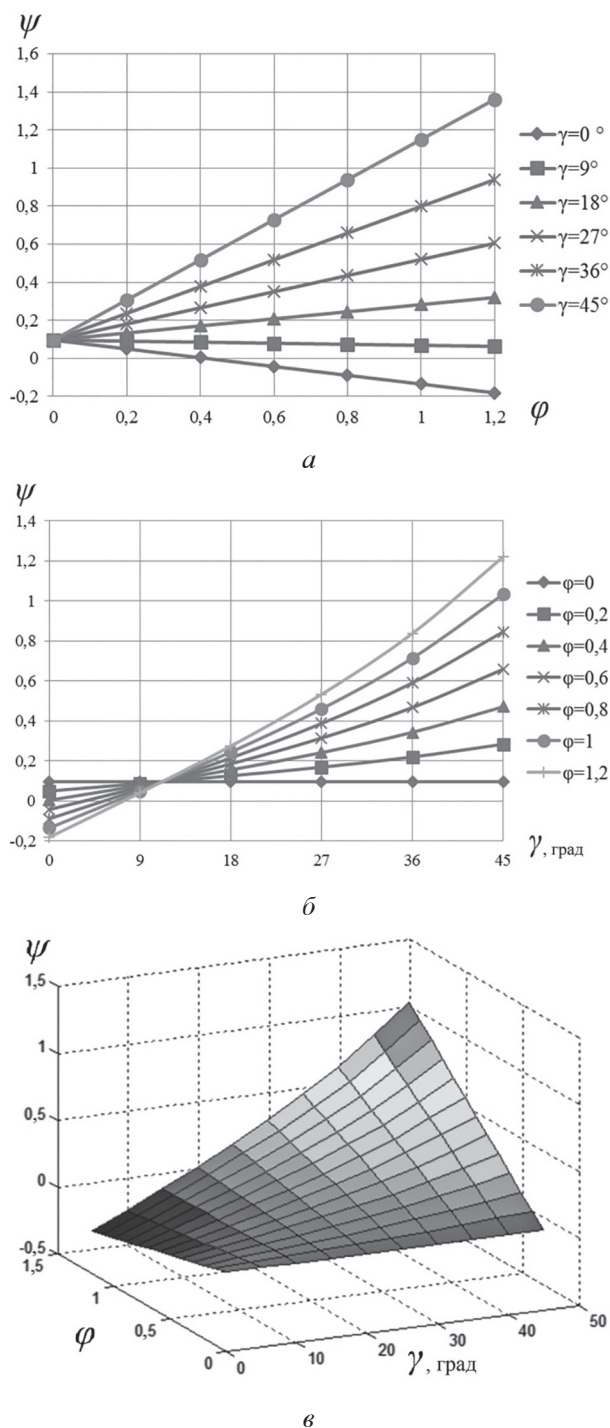


Рис. 3. Зависимости:

$$a - \psi = f(\varphi); \quad б - \psi = f(\gamma); \quad в - \psi = f(\varphi, \gamma)$$

Расчеты (табл. 1) показывают, что значения $\gamma_{\text{опт}}$ и $\psi_{\text{опт}}$ для машин разных тяговых классов будут отличаться незначительно, что обусловлено схожими геометрическими размерами основных элементов их навесных систем. Также видно, что для рассматриваемых машин значения вертикальной составляющей от силы тяги может превышать треть веса, к примеру, оборотного плуга, дающего сопоставимые

значения по нагрузке. При этом уменьшение вертикальной нагрузки на орудие может быть достигнуто уменьшением угла $\gamma_{\text{опт}}$, которое в свою очередь может быть получено в значительной степени уменьшением высоты точки крепления к орудью. С учетом вышесказанного предлагаемая схема балластирования может потребовать пересмотра существующих конструкций орудий.

Выводы

1. Приведены расчетные зависимости по определению угла приложения силы тяги и коэффициента балластирования, которые позволяют обеспечить совпадение центра давления с серединой опорной поверхности на всем диапазоне нагрузок трактора.

2. Приведенные расчетные зависимости показали, что балластирование в рассмотренной схеме направлено исключительно на устранение конструктивно заложенного смещения центра масс трактора от середины его опорной поверхности.

3. Приложение силы тяги под положительным углом создает вертикальную составляющую, которая дополнительно нагружает орудие. Это делает рассматриваемую схему актуальной только при агрегатировании трактора с орудиями, имеющими свое шасси, которое способно воспринять вертикальную составляющую от силы тяги, сохраняя при этом глубину пахоты. Причем, для устранения перегрузки опорных колес орудия и снижения его уплотняющего воздействия на почву орудие может быть дооснащено дополнительными колесами.

4. Поскольку точка крепления различных орудий к навесной системе трактора может находиться на разной высоте, дышло, соединяющее нижнюю тягу навески с орудием, должно иметь регулируемую длину.

Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Шарипов В.М., Апельинский Д.В., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2012. 790 с.
3. Шарипов В.М., Дмитриева Л.А., Сергеев А.И., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Проектирование ходовых систем тракторов. М.: МГТУ «МАМИ», 2006. 82 с.

4. Шарипов В.М., Бирюков М.К., Дементьев Ю.В. и др. Тракторы и автомобили / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Издательский дом «Спектр», 2010. 351 с.
5. Городецкий К.И., Лавлинский А.М., Аллендеев Е.М. Нагружение трактора на тяговых испытаниях при силе тяги, направленной под углом // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 8. С. 10–14.
6. Городецкий К.И., Серебряков В.В., Лавлинский А.М. Определение сцепления ведущих колес трактора МТЗ-82 // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 16–18.
7. Tractor test reports. Nebraska Tractor Test Laboratory. URL: <http://tractortestlab.unl.edu/testreports> (дата обращения 12.12.2017).

References

1. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
2. Sharipov V.M., Apelinskiy D.V., Arustamov L.Kh. i dr. Traktory. Konstruktsiya [Tractors. Design]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2012. 790 p.
3. Sharipov V.M., Dmitrieva L.A., Sergeev A.I., Shevelev A.S., Shchetinin Yu.S. Proektirovaniye khodovykh sistem traktorov [Design of tractor drive systems]. Moscow: MGTU «MAMI» Publ., 2006. 82 p.
4. Sharipov V.M., Biryukov M.K., Dement'ev Yu.V. i dr. Traktory i avtomobili [Tractors and automobiles]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Izdatel'skiy dom «Spektr» Publ., 2010. 351 p.
5. Gorodetskiy K.I., Lavlinskiy A.M., Alendeev E.M. Loading of the tractor on traction tests with traction force directed at an angle. Traktory i sel'khoz mashiny. 2015. No 8, pp. 10–14 (in Russ.).
6. Gorodetskiy K.I., Serebryakov V.V., Lavlinskiy A.M. Determination of traction of MTZ-82 tractors. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 12, pp. 16–18 (in Russ.).
7. Tractor test reports. Nebraska Tractor Test Laboratory. URL: <http://tractortestlab.unl.edu/testreports> (accessed 12.12.2017).

ОБ УНИФИКАЦИИ НЕКОТОРЫХ ТЕРМИНОВ И ПОНЯТИЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ ИЗУЧЕНИИ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

THE UNIFICATION OF CERTAIN TERMS AND CONCEPTS USED IN THE STUDY OF LAND TRANSPORT-TECHNOLOGICAL VEHICLES

А.П. ПАРФЕНОВ, К.Т.Н
Ю.С. ЩЕТИНИН, К.Т.Н.

Московский политехнический университет, Москва, Россия, a.parfen@mail.ru

A.P. PARFENOV, PhD in Engineering
YU.S. SHCHETININ, PhD in Engineering

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russian Federation, a.parfen@mail.ru

На основе анализа терминологии, применяемой в учебниках, монографиях и статьях, относящихся к вопросам теории, конструирования и расчета автомобилей, тракторов, колесных и гусеничных транспортно-тяговых машин, предлагаются единые термины и понятия, наиболее часто употребляемые в указанных выше дисциплинах и относящихся к ним технических документах для описания аналогичных явлений или процессов. Анализируются такие понятия, как коэффициент сцепления, сила тяги по сцеплению, сцепной вес машины, коэффициент сцепного веса, удельная сила тяги, удельная крюковая нагрузка, коэффициент сопротивления прямолинейному движению машины, коэффициент сопротивления поверхности пути, сила тяги машины, свободная мощность двигателя, потери мощности двигателя, связанные с его обслуживанием, параметр поворота гусеничного трактора и силовой фактор поворота. В различных литературных источниках для обозначения одних и тех же величин используются разные термины, одни и те же определения трактуются по-разному. Все это создает определенные неудобства и вносит путаницу в вопросы теории наземных транспортных средств. Необходимость такой унификации приобретает особую актуальность в связи с утверждением Федерального образовательного стандарта по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», в котором указанные выше дисциплины входят в программу подготовки специалистов, а владение соответствующей технической терминологией рассматривается на уровне компетенции. В настоящей статье даются конкретные предложения по унификации некоторых терминов и понятий, применяемых в названных выше теоретических дисциплинах. Поскольку область терминологии и определений является достаточно болезненной и деликатной, данные предложения выносятся для обсуждения их по существу специалистами.

Ключевые слова: термины, понятия, унификация, автомобиль, трактор, транспортно-тяговая машина.

On the basis of the analysis of terminology used in textbooks, monographs and articles, related to the theory, design and calculation of automobiles, tractors, wheeled and caterpillar transport and traction machines, the uniform terms and concepts are proposed, the most frequently used in the above mentioned disciplines and related technical documents to describe similar phenomena or processes. The coefficient of traction, tractive force on the surface adhesion, the vehicle adhesive weight, the coefficient of adhesive weight, the specific tractive force, the specific hook load, the coefficient of resistance to the rectilinear motion of the machine, the road surface resistance coefficient, the tractive force of the machine, the free engine power, the engine power losses associated with its maintenance, the parameter of rotation of the caterpillar tractor and the power factor of rotation are analyzed. In various literary sources, different terms are used to designate the same quantities, the same definitions are treated differently. It has been causing certain inconveniences and introduces confusion in the theory of land vehicles. The necessity for such unification is particularly relevant in relation to the approval of the Federal Education Standard in the speciality 23.05.01 «Land Transport-Technological Means», in which the above mentioned disciplines are included in the training of specialists, and the knowledge of the relevant technical terminology is considered at the level of competence. In this article, concrete proposals are given on the unification of certain terms and concepts used in the above mentioned theoretical disciplines. Since the field of terminology and definitions is rather painful and delicate, these proposals are submitted for a substantive discussion by professionals.

Keywords: terms, concepts, unification, automobile, tractor, transport and tractive machine.

Введение

В связи с необходимостью унификации некоторых терминов, применяемых в родственных дисциплинах, касающихся теории движения наземных транспортных средств, авторы вторично обращаются к этой теме, расширив содержание некоторых терминов и дополнив перечень предлагаемых к унификации терминов. Первая статья была опубликована в журнале «Известиях МГТУ «МАМИ» [1] и, возможно, из-за ограниченного тиража издания не получила отклика от специалистов. Напомним, что речь идет о дисциплинах: «Теория трактора», «Теория автомобиля», «Теория колесных и гусеничных транспортно-тяговых машин», «Теория движения танков и БМП», «Теория танка».

Цель исследования

Целью исследования является унификация терминов и понятий, применяемых при изучении наземных транспортно-технологических средств.

В различных литературных источниках для обозначения одних и тех же величин используются разные термины, одни и те же определения трактуются по-разному. Все это создает определенные неудобства и вносит путаницу в вопросы теории наземных транспортных средств. Необходимость такой унификации приобретает особую актуальность в связи с утверждением Федерального образовательного стандарта по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» [2], в котором указанные выше дисциплины входят в программу подготовку специалистов, а владение соответствующей технической терминологией рассматривается на уровне компетенции. В настоящей статье даются конкретные предложения по унификации некоторых терминов и понятий, применяемых в названных выше теоретических дисциплинах. Поскольку область терминологии и определений является достаточно болезненной и деликатной, данные предложения выносятся для обсуждения их по существу специалистами.

Коэффициент сцепления

Большинство специалистов сходятся во мнении, что коэффициент сцепления движителя с поверхностью пути в направлении движения представляет собой отношение максимальной по сцеплению силы тяги P_ϕ , отнесенной к

сцепному весу $G_{\text{сц}}$ автомобиля, трактора, быстросходной колесной или гусеничной машины, танка [3–10], т.е. $\phi = P_\phi / G_{\text{сц}}$, где $G_{\text{сц}} = \lambda G$. Здесь G – вес машины; λ – коэффициент сцепного веса машины.

Вместе с тем нет единого понимания, что принимать за силу P_ϕ .

Так, в теории трактора (ТТ), разработанной ее основоположником Е.Д. Львовым, предлагается ограничивать эту силу наибольшим допустимым ее значением, которое при этом надежно обеспечивает движение соответственно нагруженного трактора при данных почвенных условиях [4]. В теории автомобиля (ТА), в теории транспортно-тяговых машин (ТТМ) силой P_ϕ предлагается считать ее значение при полностью заблокированных колесах или при полном скольжении (буксовании) колес или гусениц, т.к. это отвечает требованию большей определенности показателя [9, 10]. В автомобильном справочнике фирмы Bosch [12] предлагается считать, что сила P_ϕ должна соответствовать силе трения покоя в зоне контакта шины с дорогой, что предполагает значение коэффициента на 20–25 % большее, чем при заблокированных колесах и их скольжении по поверхности пути. Такое понимание коэффициента сцепления согласуется с определением, принятым в теории трения и износа деталей машин, которое мы приводим в полной формулировке: «...это отношение неполной силы трения покоя к нормальной составляющей внешних сил, действующих на поверхности трения». Неполной силой трения покоя считается сила трения до начала движения [13].

Требование к большей определенности значения коэффициента ϕ является основанием предположить, что экспериментальные значения коэффициента сцепления, приводимые в справочниках и учебниках, соответствуют полному скольжению (буксованию) движителя.

В процессе работы автомобиль, трактор или транспортно-тяговая машина обычно реализуют силу тяги, меньшую, чем P_ϕ . Поэтому некоторые исследователи применяют два значения коэффициента ϕ : максимальное ϕ_{max} и текущее ϕ , соответствующие двум значениям силы тяги: максимальному по сцеплению P_ϕ и текущему.

В последнем случае отношение силы тяги P_k к сцепному весу $G_{\text{сц}}$ в ТТ называют «коэффициентом использования сцепного веса трак-

тора» [4–6], «коэффициентом использования сцепления» [7], в ТТМ – «удельной силой тяги» φ_k [7, 11], «текущим значением коэффициента сцепления» [10], в теории танка – «коэффициентом сцепления, используемым в данных условиях сцепления» [16]. По существу, удельная сила тяги является динамическим фактором при малой скорости движения машины, когда можно пренебречь сопротивлением воздуха. Динамический фактор используется в ТА и ТТМ для оценки способностей машины разгоняться и преодолевать подъем. По нашему мнению, целесообразно использовать в ТТ, ТА, ТТМ для коэффициента φ_k единый термин – «удельная сила тяги машины», которая в процессе работы машины может меняться в широких пределах – от минимального значения (при $P_k = P_f$, движение без нагрузки на крюке, P_f – сила сопротивления прямолинейному движению машины) до коэффициента сцепления φ (при $P_k = P_\varphi$).

В ТТ отношение силы тяги на крюке трактора $P_{кр}$ к его сцепному весу иногда называют коэффициентом использования сцепного веса трактора $\varphi_{кр}$ [17]. В ТА применяют термин «удельная сила тяги автомобиля», однако само понятие имеет искаженный смысл. Оно трактуется как отношение силы тяги на крюке автомобиля к его массе, что определяет показатель как размерную величину. В ТТМ этот термин не применяют, несмотря на использование термина «сцепной вес». Предлагается в ТТ, ТА и ТТМ называть $\varphi_{кр}$ «удельной силой тяги на крюке машины», как это рекомендует ГОСТ 22653-77 и некоторые исследователи быстроходных гусеничных машин [15]. Коэффициент $\varphi_{кр}$ также является величиной переменной, меняющейся от 0 (при $P_{кр} = 0$, движение без прицепа) до $\varphi_{кр\max}$ при максимальном значении силы тяги на крюке $P_{кр\max}$.

Сцепной вес и коэффициент сцепного веса машины

Термины применяются в ТА в формулировках, устанавливаемых ГОСТ 22653-77 [14]. При этом их называют, соответственно, «Сцепная масса автомобиля» и «коэффициент сцепной массы автомобиля». Сцепная масса автомобиля определяется как «часть массы автомобиля, создающая нормальные нагрузки ведущих колес автомобиля», а «коэффициент сцепной массы» – как «отношение сцепной массы ав-

томобиля к массе автомобиля». Поскольку нагрузка является категорией силы, предлагается применять в ТА, ТТ, ТТМ термины «сцепной вес машины» и «коэффициент сцепного веса машины» (соответственно, автомобиля, трактора, транспортно-тяговой машины) в их названии и определении по ГОСТ 22653-77 – с заменой термина «сцепная масса» на «сцепной вес».

Коэффициент сопротивления прямолинейному движению

Термин применяется в теории гусеничных ТТМ [11] и представляет собой отношение силы сопротивления движению машины (которой может быть автомобиль, трактор, быстроходная колесная или гусеничная машина) P_f к весу машины G , т.е. $f = P_f/G$.

В ТТ и ТТМ используют также термины: «коэффициент качения» [4], «коэффициент сопротивления качению» [5, 6, 11]. В теории движения гусеничных и колесных боевых машин выделяют потери на деформацию грунта и вводят дополнительные термины: «коэффициент сопротивления грунта» [8] или «коэффициент сопротивления качению со стороны деформируемого грунта» [9]. При оценке сопротивления поверхности пути необходимо учитывать рельеф дороги, в связи с чем получили распространение такие термины, как «приведенный коэффициент сопротивления дороги» [5], «коэффициент сопротивления дороги» [7] или «общий коэффициент сопротивления движению» $\psi = f \pm \operatorname{tg} \alpha$ [10], «коэффициент суммарного сопротивления движению» $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$ [8], где α – угол подъема (+) или уклона (–) поверхности пути. Не отрицая правомерности применения показателей, характеризующих сопротивление движению машин со стороны грунта, предлагается использовать следующие основные термины: «коэффициент сопротивления прямолинейному движению» $f = P_f/G$ и «коэффициент сопротивления поверхности пути» $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$.

Сила тяги машины

В ТА и ТТМ пользуются термином «сила тяги машины» [5, 6, 7], в ТА иногда для колесных машин применяют термин «окружная сила тяги машины» [3, 9]. В ТТ пользуются термином «касательная сила тяги трактора» [4–6]. Интересно отметить, что в учебнике

для военных академий, посвященном теории движения колесных машин [8], термин «сила тяги» вообще не применяется, движущая сила называется реакцией поверхности пути, действующей в направлении движения. В последнем издании энциклопедии «Колесные и гусеничные машин» [18] в разделе, посвященном тракторам, был применен термин «сила тяги трактора», причем, по нашему мнению, без ущерба для содержания раздела. В целях унификации этого важного понятия в ТА, ТТ и ТТМ предлагается пользоваться единым термином – «сила тяги машины» (соответственно, автомобиля, трактора, транспортно-тяговой машины).

Свободная мощность двигателя

Показатель используется в теории гусеничных ТТМ и представляет собой эффективную мощность двигателя за вычетом мощности, идущей на обслуживание двигателя (привод вентилятора системы охлаждения, воздухоочистителя, глушителей шума выпуска и впуска и др.). Ее принимают равной 0,83...0,9 от мощности, снятой на внешней характеристике [11]. Применительно к колесным ТТМ, автомобилям и тракторам понятие «свободная» мощность не применяется. Вместе с тем, в зарубежной практике используется ряд международных стандартов, которые оценивают мощность двигателя автомобилей и тракторов при разной степени оснащения их дополнительными агрегатами, в том числе обслуживающими сам двигатель: ESE R24 (Европейская Экономическая комиссия), ISO TR14396 (Международная организация по стандартизации), SAE J1995 (Международная организация инженеров-автомобилестроителей), DIN 70020 (Германский национальный стандарт). Отечественный стандарт на определение мощности двигателя (ГОСТ 18509-88) близок к немецкому стандарту, в котором предусматривается определение мощности двигателя, который оснащен всеми агрегатами, обслуживающими двигатель и необходимыми для его автономной работы. По сравнению со стандартом DIN, мощность оказывается больше по ESE 24 на 7 %, по ISO – на 10 %, SAE – на 15 %. Таким образом, хотя в теории и на практике в автомобилестроении и тракторостроении не применяется понятие

«свободная мощность», разница между развиваемой двигателем и потребляемой машиной мощностью фактически признается и может быть оценена для автомобилей и тракторов в пределах 7...15 %. Эти затраты мощности на обслуживание двигателя необходимо учитывать при тяговом расчете трактора и автомобиля. При этом не предлагается вводить понятие «свободная мощность» в теорию и практику использования тракторов, автомобилей и колесных транспортно-тяговых машин.

Параметр поворота гусеничного трактора (ПП). Силовой фактор поворота (СФП)

Оба понятия успешно используются в теории поворота: первое – тракторов, второе – быстроходных гусеничных машин и танков.

ПП гусеничного трактора $\nu = M_{\text{рез}} / (P_{\text{к}} B)$ был предложен проф. Е.Д. Львовым; $M_{\text{рез}}$ – результирующий момент сопротивления повороту; B – поперечная база трактора; $P_{\text{к}}$ – касательная сила тяги трактора,

СФП гусеничной машины $q = l_{\text{тр}} / (0,5B)$ введен проф. Г.И. Зайчиком; где $l_{\text{тр}}$ – плечо выноса равнодействующей сил сопротивления повороту.

Оба показателя ν и q оказались весьма конструктивными для развития ряда положений ТТ и ТТМ и сравнения различных механизмов поворота гусеничных машин между собой.

При установившемся повороте выражение СФП можно представить в виде:

$$q = \frac{l_{\text{тр}}}{0,5B} \frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{к}}} = \frac{M_{\text{рез}}}{M_B} = 2\nu,$$

где $M_B = (P_2 - P_1)0,5B$ – поворачивающий момент; P_2 и P_1 – силы тяги на забегающей и отстающей гусеницах, соответственно.

Из приведенных соотношений следует, что силовой фактор поворота q и параметр поворота ν имеют одинаковый физический смысл. Оба показателя устанавливают влияние вида, качества и состояния грунта на сопротивление повороту гусеничного трактора или гусеничной машины. Чем выше эти показатели, тем труднее происходит поворот машины. Оба показателя в равной мере могут использоваться как в ТТ, так и в ТТМ.

Предложения по унификации ряда технических терминов сведены в табл. 1.

Таблица 1

Применяемый термин (определение)	Рекомендуемый термин (определение)
Сцепная масса автомобиля Часть массы автомобиля, создающая нормальные нагрузки ведущих колес автомобиля [14].	Сцепной вес автомобиля (трактора, быстроходной гусеничной машины) Часть веса автомобиля (колесного трактора), создающая нормальные нагрузки на его ведущие колеса или полный вес гусеничного трактора, гусеничной машины.
Коэффициент сцепной массы автомобиля Отношение сцепной массы автомобиля к массе автомобиля [14].	Коэффициент сцепного веса автомобиля (трактора, колесной или гусеничной машины) λ Отношение сцепного веса автомобиля (трактора, колесной или гусеничной машины) к его (ее) весу.
Коэффициент сцепления движителя с поверхностью пути Отношение максимальной по сцеплению силы тяги к сцепному весу машины [3–10]. Сила тяги по сцеплению соответствует: – силе трения покоя в зоне контакта шины с дорогой [12]; – полностью заблокированным колесам или полному скольжению (буксованию) колес или гусениц [9,10]; – значению, надежно обеспечивающему движение машины на данном грунте или почве [4].	Коэффициент сцепления движителя с поверхностью пути φ Отношение силы тяги по сцеплению к сцепному весу машины. Сила тяги по сцеплению соответствует максимуму ее значению в устойчивом диапазоне [12] на данном опорном основании.
Отношение текущего значения силы тяги к сцепному весу машины называют: – коэффициентом использования сцепного веса трактора [4–6]; – коэффициентом использования сцепления [7]; – удельной силой тяги [7,11]; – текущим значением коэффициента сцепления [10]; – коэффициентом сцепления, используемым в данных условиях сцепления [16].	Удельная сила тяги машины φ_k Отношение текущего значения силы тяги машины к ее сцепному весу.
Отношение текущего значения силы тяги на крюке к сцепному весу машины называют: – коэффициентом использования веса (трактора) [7]; – коэффициентом использования сцепного веса (трактора) [17]; – удельной силой тяги на крюке автомобиля [14].	Удельная сила тяги на крюке машины (автомобиля, трактора, транспортно-тяговой машины) $\varphi_{кр}$ Отношение текущего значения силы тяги на крюке машины к ее сцепному весу.
Отношение текущего значения силы сопротивления прямолинейному движению машины к ее сцепному весу называют: – коэффициентом качения (машины) [4]; – коэффициентом сопротивления качению (машины) [5,6,11]; – коэффициентом сопротивления качению со стороны деформируемого грунта [9].	Коэффициент сопротивления прямолинейному движению машины (автомобиля, трактора, транспортно-тяговой машины) f Отношение текущего значения силы сопротивления прямолинейному движению машины к ее сцепному весу.
Отношение текущего значения суммарной силы сопротивления движению машины к ее сцепному весу называют: – приведенным коэффициентом сопротивления дороги [5]; – коэффициентом суммарного сопротивления движению [8]; – общим коэффициентом сопротивления движению [10].	Коэффициент сопротивления поверхности пути Ψ Отношение текущего значения суммарной силы сопротивления движению машины к ее сцепному весу.
Сила тяги машины [3, 6, 7] Окружная сила тяги машины [3, 9] Касательная сила тяги трактора [4–6, 17] Сила тяги трактора [18]	Сила тяги машины (автомобиля, трактора, транспортно-тяговой машины)
Свободная мощность двигателя Часть эффективной мощности, расходуемая на обслуживание двигателя [11].	Мощность, расходуемая на обслуживание двигателя колесных и гусеничных машин Достигает 7...15 % от эффективной мощности и должна учитываться в тяговом расчете тракторов и автомобилей.

Заключение

Предложена унификация терминов и понятий, применяемых при изучении наземных транспортно-технологических средств.

Литература

1. Парфенов А.П., Щетинин Ю.С. Об унификации некоторых терминов и понятий, применяемых в теории трактора, автомобиля, быстроходных колесных и гусеничных транспортно-тяговых машин // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. Т. 1. № 4 (22). С. 102–106.
2. Федеральный государственный образовательный стандарт высшего образования по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» (уровень специалиста): утв. приказом Министерства образования и науки Российской Федерации 11 августа 2016 г. № 1022.
3. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1963. 236 с.
4. Львов Е.Д. Теория трактора. М.: Машгиз, 1960. 252 с.
5. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Колос, 1966. 384 с.
6. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 386 с.
7. Кут'ков Г.М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства. М.: ИНФРА-М, 2014. 506 с.
8. Чобиток В.А. Теория движения танков и БМП. М.: Военное издательство, 1984. 264 с.
9. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
10. Беспалов С.И., Антонов Д.А., Лазаренко В.П. и др. Теория движения боевых колесных машин / под ред. С.И. Беспалова. М.: Издательство академии бронетанковых войск, 1993. 385 с.
11. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.
12. Bosch. Автомобильный справочник. М.: За рулем, 1999. 895 с.
13. Зозуля В.Д., Шведков Л.Е., Ровинский Д.Я., Браун Э.Д. Словарь-справочник по трению, износу и смазке деталей машин. Киев: Наук. Думка, 1990. 264 с.
14. ГОСТ 22653-77. Автомобили. Параметры проходимости. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1979. 4 с.
15. Васильев А.В., Докучаева Е.Н., Уткин-Любовцев О.И. Влияние конструктивных параметров гусе-

ничного трактора на его тягово-сцепные свойства. М.: Машиностроение, 1969. 192 с.

16. Сергеев Л.В. Теория танка. М.: Издание академии бронетанковых войск, 1973. 494 с.
17. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. М.: Машиностроение, 1972. 157 с.
18. Платонов В.Ф., Азаев В.С., Александров Е.Б. и др. Машиностроение. Энциклопедия. Колесные и гусеничные машины. Т. IV-15 / Под общ. ред. В.Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1997. 688 с.

References

1. Parfenov A.P., Shchetinin Yu.S. The unification of some terms and concepts used in the theory of the tractor, automobile, high-speed wheeled and caterpillar transport-traction machines. Izvestiya MGTU «MAIMI». 2014. Vol. 1. No 4 (22), pp. 102–106 (in Russ.).
2. Federal'nyy gosudarstvennyy obrazovatel'nyy standart vysshego obrazovaniya po spetsial'nosti 23.05.01 «Nazemnye transportno-tekhnologicheskie sredstva» (uroven' spetsialista). Uтвержден приказом Министерства образования и науки Российской Федерации 11 августа 2016 г. № 1022.
3. Fal'kevich B.S. Teoriya avtomobilya [Theory of the automobile]. Moscow: Mashgiz Publ., 1963. 236 p.
4. L'vov E.D. Teoriya traktora [Theory of the tractor]. Moscow: Mashgiz Publ., 1960. 252 p.
5. Chudakov D.A. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya [The fundamentals of the theory and calculation of the tractor and automobile]. Moscow: Kolos Publ., 1966. 384 p.
6. Skotnikov V.A., Mashchenskiy A.A., Solonskiy A.S. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya [The basics of the theory and calculation of the tractor and automobile]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1986. 386 p.
7. Kut'kov G.M. Traktory i avtomobili: teoriya i tekhnologicheskie svoystva [Tractors and automobiles: theory and technological properties]. Moscow: INFRA-M Publ., 2014. 506 p.
8. Chobitok V.A. Teoriya dvizheniya tankov i BMP [Theory of the movement of tanks and infantry fighting vehicles]. Moscow: Voennoe izdatel'stvo Publ., 1984. 264 p.
9. Smirnov G.A. Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin [Theory of wheeled vehicles motion]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1990. 352 p.
10. Bespalov S.I., Antonov D.A., Lazarenko V.P. i dr. Teoriya dvizheniya boevykh kolesnykh mashin

- [Theory of motion of fighting wheeled vehicles]. Pod red. S.I. Beshalova. Moscow: Izdatel'stvo akademii bronetankovykh voysk Publ., 1993. 385 p.
11. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin [The fundamentals of the theory of transport caterpillar vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 448 p.
 12. Bosch. Avtomobil'nyy spravochnik [Automotive handbook]. Moscow: Za rulem Publ., 1999. 895 p.
 13. Zozulya V.D., Shvedkov L.E., Rovinskiy D.Ya., Braun E.D. Slovar'-spravochnik po treniyu, iznosu i smazke detaley mashin [Dictionary-handbook on friction, wear and lubrication of machine parts]. Kiev: Nauk. Dumka Publ., 1990. 264 p.
 14. GOST 22653-77. Avtomobili. Parametry prokhodimosti. Terminy i opredeleniya [Automobiles. Passability parameters. Terms and definitions]. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 1979. 4 p.
 15. Vasil'ev A.V. Dokuchaeva E.N., Utkin-Lyubovtsev O.I. Vliyanie konstruktivnykh parametrov gusenichnogo traktora na ego tyagovostsepnnye svoystva [Influence of design factors of a caterpillar tractor on its traction-coupling properties]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1969. 192 p.
 16. Sergeev L.V. Teoriya tanka [Theory of the tank]. Moscow: Izdanie akademii bronetankovykh voysk Publ., 1973. 494 p.
 17. Kolobov G.G., Parfenov A.P. Tyagovye kharakteristiki traktorov [Traction characteristics of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1972. 157 p.
 18. Platonov V.F., Azaev V.S., Aleksandrov E.B i dr. Mashinostroenie. Entsiklopediya. Kolesnye i gusenichnye mashiny [Mechanical engineering. Encyclopedia. Wheeled and caterpillar vehicles.]. Vol. IV-15. Pod obshch. red. V.F. Platonova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1997. 688 p.

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН ПО ЗАДАННОЙ ТРАЕКТОРИИ

FORCE ANALYSIS OF THE MECHANISMS OF TILLAGE MACHINES WORKING ELEMENTS FOLLOWING A SPECIFIED PATH

Г.Г. ПАРХОМЕНКО¹, к.т.н.
С.Г. ПАРХОМЕНКО², к.т.н.

¹ Северо-Кавказский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», Зерноград, Россия, parkhomenko.galya@yandex.ru

² Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, Зерноград, Россия, s-parkhom@mail.ru

G.G. PARKHOMENKO¹, PhD in Engineering
S.G. PARKHOMENKO², PhD in Engineering

¹ North-Caucasian scientific research Institute of mechanization and electrification of agriculture Federal state research institution of the «Agrarian Science Center «Donskoy», Zernograd, Russia Federation, parkhomenko.galya@yandex.ru

² Azov-Black sea engineering Institute of Don State Agrarian University, Zernograd, Russia Federation, s-parkhom@mail.ru

При обработке почвы в рядах многолетних насаждений рабочие органы должны перемещаться в поперечном направлении при обходе штамба. Траектория перемещения рабочих органов обусловлена требуемой защитной зоной. Необходимо соблюдать заданную траекторию перемещения рабочих органов при минимальных энергозатратах на осуществление технологического процесса обработки почвы. Перемещение рабочих органов осуществляется четырехзвенным механизмом, управляемым гидроприводом. Энергозатраты зависят от принудительного усилия, приложенного к ведущему звену механизма и сил сопротивления почвы, действующих на рабочие органы в виде распределенной нагрузки. Принудительное усилие пропорционально создаваемому давлению в гидроприводе. Энергозатраты можно уменьшить при использовании сил сопротивления почвы, действующих на рабочие органы. При определенном соотношении параметров механизма перемещения рабочие органы под действием сил сопротивления почвы стремятся в ряд многолетних насаждений и удерживаются в нем без использования гидропривода. Цель исследования: обоснование способа снижения энергозатрат на осуществление технологического процесса обработки почвы путем анализа механизмов перемещения рабочих органов. Исследованию подвергались механизмы: подъемного крана, трапецеидальный, параллелограммный и культиватора Н-7 фирмы «Холдер» с леворезущим, праворезущим и симметричным перемещением рабочих органов. Снижение энергозатрат возможно при перемещении трапецеидальным механизмом леворезущего или праворезущего, а также симметричного рабочих органов. Другие механизмы при этом характеризуются дополнительными затратами энергии. Основная часть энергии расходуется на отвод посредством гидропривода рабочих органов из ряда насаждений. Возврат леворезущего или праворезущего, а также симметричного рабочих органов в ряд осуществляется под действием сил сопротивления почвы трапецеидальным механизмом с соотношением звеньев 1:0,448:0,325:0,896:1,563.

Ключевые слова: почва, рабочий орган, штамп, шарнирный четырехзвенник, защитная зона, силовой анализ.

During the soil tillage in the rows of perennial plantations, the working elements have to move in the transverse direction while traversing of the bole. The specified path of the working elements movement is determined by the required protective zone. The specified path of the working elements movement at minimum energy costs for the technological process of soil tillage implementation should be observed. The working elements movement is carried out by a four-bar linkage, controlled by a hydraulic drive. Energy costs depend on forced effort, applied to the driving link of mechanism and soil resistance forces, acting on the working elements in the form of distributed load. The forced effort is proportional to the created pressure in the hydraulic drive. The energy costs can be reduced by using soil resistance forces acting on the working elements. Under a certain ratio of the movement mechanism parameters, the working elements under the action of soil resistance forces, tend to a row of perennial plantations and are retained in it without the usage of the hydraulic drive. The aim of the investigation is to justify a method of reducing the energy costs for the implementation of the technological process of soil tillage by analyzing the mechanisms of the working elements movement. The crane mechanisms, trapezoidal, parallelogram, cultivator H-7 of «Holder» company, movements of the left-handed, right-handed and symmetrical working elements were subjected to the research. A reduction in energy consumption is possible when moving the trapezoidal mechanism of the left-handed or right-handed, as well as the symmetrical working elements. Other mechanisms are characterized by additional energy costs as well. The main part of the energy is spent for retraction by means of hydraulic drive of working elements from a number of plantations. The retraction of the left-handed or right-handed, as well as of the symmetrical working elements in a row is carried out under the action of soil resistance forces by a trapezoidal mechanism with the ratio of the links 1:0,448:0,325:0,896:1,563.

Keywords: soil, working element, bole, four-bar linkage, protective zone, force analysis.

Введение

Выполнение различных технологических процессов при производстве с/х продукции сопряжено с соблюдением заданных траекторий движения рабочих органов. Так, при обработке почвы в рядах многолетних насаждений рабочие органы должны перемещаться при обходе штамба по заданной траектории, обусловленной требуемой защитной зоной [1]. Обход штамба осуществляется посредством перемещения рабочих органов из ряда в междурядье многолетних насаждений четырехзвенным механизмом [2–6], управляемым гидроприводом. Применение гидропривода рабочих органов на машинах в садоводстве благоприятно с точки зрения функционального размещения конструктивных элементов машин [7].

Наибольшая трудность заключается в соблюдении заданной траектории перемещения рабочих органов при минимальных энергозатратах на осуществление технологического процесса обработки почвы. Уменьшить энергозатраты можно за счет использования сил сопротивления почвы при перемещении рабочих органов. При этом гидропривод используется только для отвода рабочих органов из ряда насаждений. Возврат рабочих органов в ряд насаждений осуществляется под действием сил сопротивления почвы при движении агрегата и не сопровождается повышением энергозатрат.

Цель исследования

Целью исследования является обоснование способа снижения энергозатрат на осуществление технологического процесса обработки почвы путем анализа механизмов перемещения рабочих органов.

Материалы и методы

Рассмотрим общий случай четырехзвенного механизма перемещения рабочих органов почвообрабатывающих машин (рис. 1).

На раме почвообрабатывающего агрегата расположены шарниры четырехзвенного механизма перемещения рабочих органов, функционирующего в горизонтальной плоскости. Гидроцилиндр, расположенный на раме, соединен с ведущим звеном AC (рис. 1).

Выберем оси координат таким образом, чтобы точка A совпадала с началом координат для агрегата в переносном движении. В начальный момент времени оси координат для механизма в относительном движении совпа-

дают с осями координат для агрегата в переносном движении.

Представим в аналитической форме конструктивные параметры механизма.

Размер AG определим из $\triangle AGB$:

$$AG = \sqrt{(AB \cos(\Psi_0 - 1,5\pi))^2 + (GB_0 - AB \sin(\Psi_0 - 1,5\pi))^2}, \quad (1)$$

где AG – расстояние от шарнира A до точки крепления гидроцилиндра на раме; Ψ_0 – начальное значение угла между осью X и звеном AB ; GB_0 – начальное расстояние между шарнирами крепления гидроцилиндра.

Начальные значения соответствуют значениям при крайнем правом положении механизма (рабочие органы находятся в ряду насаждений).

Перемещение штока гидроцилиндра $X_{шт}$ определим по формулам:

$$\begin{cases} X_{шт} = -\delta_{отв} t, & \text{при } t \leq t_0; \\ X_{шт} = -\delta_{отв} t_0, & \text{при } t \leq t_{ко}; \\ X_{шт} = \delta_{вв} (t - t_{ко}) - \delta_{отв} t_0, & \text{при } t \leq t_{кв}, \end{cases} \quad (2)$$

где $\delta_{отв}$, $\delta_{вв}$ – масштабный коэффициент для входного сигнала (скорости штока гидроци-

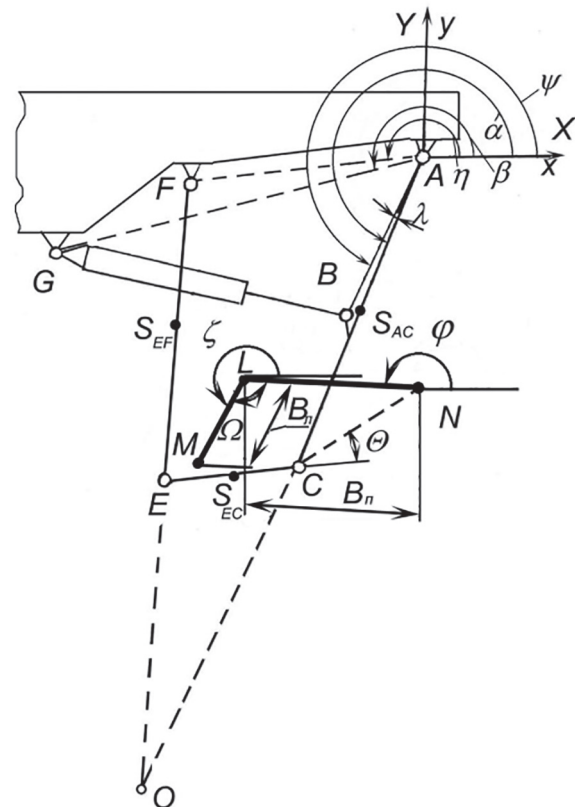


Рис. 1. Кинематическая схема механизма перемещения рабочих органов (общий случай)

линдр) при отводе и вводе рабочих органов; соответственно; $t, t_o, t_{ко}, t_{кв}$ – время текущее, отвода, окончания отвода, окончания ввода рабочих органов, соответственно, с.

Расстояние между шарнирами крепления гидроцилиндра:

$$GB = GB_0 + X_{шт}. \quad (3)$$

Углы:

$$\angle AGB = \arccos\left(\frac{GB^2 + AG^2 - AB^2}{2GB \cdot AG}\right); \quad (4)$$

$$\begin{cases} \angle GAB = \arcsin\left(GB \cdot \frac{\sin(\angle AGB)}{AB}\right), \\ \text{при } \frac{AG}{GB} \geq \cos(\angle AGB); \\ \angle GAB = \pi - \arcsin\left(GB \cdot \frac{\sin(\angle AGB)}{AB}\right), \\ \text{при } \frac{AG}{GB} < \cos(\angle AGB). \end{cases} \quad (5)$$

Из $\triangle AGB$ определим:

$$\eta = \pi + \arctg\left(\frac{AB \cdot \cos(\Psi_0 - 1,5 \cdot \pi)}{GB_0 - AB \cdot \sin(\Psi_0 - 1,5 \cdot \pi)}\right). \quad (6)$$

Угол между звеньями AB и AC :

$$\lambda = \alpha_0 - \Psi_0. \quad (7)$$

Угол поворота ведущего звена AC :

$$\alpha = \angle GAB + \eta + \lambda. \quad (8)$$

$$FC = \sqrt{AF^2 + AC^2 - 2 \cdot AF \cdot AC \cdot \cos(\alpha - \beta)}, \quad (9)$$

где β – угол наклона прямой, проходящей через шарниры AF к оси X .

Углы:

$$\angle FEC = \arccos\left(\frac{EF^2 + CE^2 - AF^2 - AC^2 + 2 \cdot AC \cdot AF \cdot \cos(\alpha - \beta)}{2 \cdot EF \cdot CE}\right); \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \angle ACE = \arcsin\left(\frac{EF \cdot \sin(\angle FEC)}{FC}\right) + \\ + \arcsin\left(\frac{AF \cdot \sin(\alpha - \beta)}{FC}\right); \end{aligned} \quad (11)$$

$$\angle AFE = \pi - \angle ACE - \alpha - \angle FEC. \quad (12)$$

Угол между осью X и рабочими органами:

– для правого лезвия:

$$\begin{aligned} \varphi = (\alpha - \pi + \angle AGE + \Theta) - \\ - (\alpha_0 - \pi + \angle ACE_0 + \Theta - \varphi_0), \end{aligned} \quad (13)$$

– для левого лезвия рабочего органа (LM на рис. 1):

$$\zeta = \varphi + (\pi - \Omega). \quad (14)$$

Для анализа механизма перемещения рабочих органов, пользуясь полученными выражениями (1) – (14), проведем силовой анализ.

На рабочие органы действуют силы сопротивления почвы в виде распределенной нагрузки. Заменим распределенную нагрузку сосредоточенной и полученную суммарную силу разложим на две составляющие – поперечную R_x и продольную R_y (рис. 2).

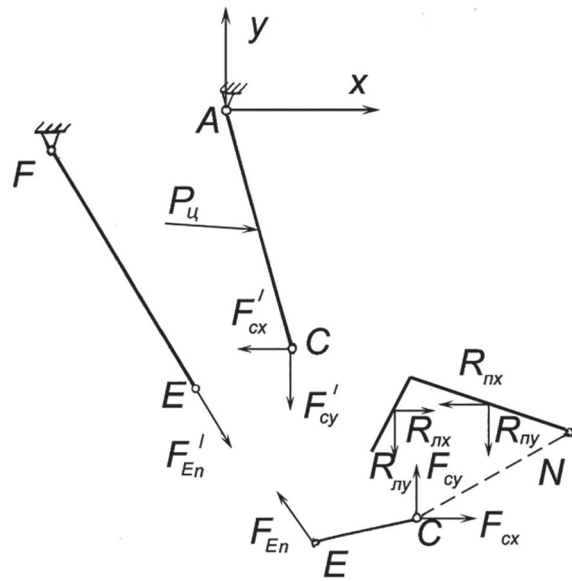


Рис. 2. Усилия в звеньях AC, CE, EF механизма перемещения рабочих органов

Момент от сил сопротивления почвы, действующий на рабочие органы, относительно точки C можно определить по формуле:

$$M_C = R_{nx} \cdot l_{nx} + R_{ny} \cdot l_{ny} + R_{lx} \cdot l_{lx} + R_{ly} \cdot l_{ly}, \quad (15)$$

где $l_{nx}, l_{ny}, l_{lx}, l_{ly}$ – координаты центра правого и левого лезвий рабочих органов.

Величины, входящие в формулу (15), определяются по нижеприведенным зависимостям (16)–(22).

Продольная составляющая от сил сопротивления почвы R_y представляет собой тяговое сопротивление рабочего органа и определяется по известной формуле:

$$R_y = B_x \cdot k_0 \cdot \left[1 + (v_a - v_0) \cdot \frac{\Delta_C}{100}\right],$$

где B_x – проекция ширины рабочего органа на ось X , м; k_0 – начальное значение удельного со-

противления рабочего органа, кН/м; v_a – скорость движения агрегата, км/ч; v_0 – начальное значение скорости движения агрегата, км/ч; Δ_C – темп нарастания удельного тягового сопротивления, %/(км/ч).

В статическом положении механизма ($v_a = \text{const}$):

– для правого лезвия:

$$R_{ny} = B_{nx} \cdot k_n, \quad (16)$$

– для левого лезвия:

$$R_{ly} = B_{lx} \cdot k_l. \quad (17)$$

Для правого лезвия:

$$\Delta k_n = \frac{B_{nx} - B_n}{B_n}, \quad k_n = k_0 \cdot (1 + \Delta k_n). \quad (18)$$

Для левого лезвия

$$\Delta k_l = \frac{B_{lx} - B_l}{B_l}, \quad k_l = k_0 \cdot (1 + \Delta k_l). \quad (19)$$

Поперечная составляющая от сил сопротивления почвы:

– для правого лезвия:

$$R_{nx} = R_{ny} \cdot \text{tg } \varphi; \quad (20)$$

– для левого лезвия:

$$R_{lx} = -R_{ly} \cdot \text{tg } \zeta. \quad (21)$$

Рассмотрим статическое равновесие звена CE и определим реакции в шарнире C (звена AC) F_{CX} и F_{CY} :

$$\begin{cases} F_{CX} = R_{nx} - R_{lx} + F_{En} \times \\ \times \cos(\pi - \angle FEC - \alpha - \angle ACE); \\ F_{CY} = R_{ny} + R_{ly} - F_{En} \times \\ \times \sin(\pi - \angle FEC - \alpha - \angle ACE), \end{cases} \quad (22)$$

где F_{En} – нормальная реакция в шарнире E (звена CE), кН.

$$\sum M_C = -F_{En} \cdot CE \cdot \sin \angle FEC + M_S = 0.$$

Момент относительно точки A от сил сопротивления почвы, приложенных к звену AC в точке C , равен:

$$M_C = M_{CX} + M_{CY}.$$

Здесь

$$\begin{cases} M_{CX} = F_{CX} \cdot AC \cdot \sin \alpha; \\ M_{CY} = F_{CY} \cdot AC \cdot \cos \alpha, \end{cases}$$

где M_{CX} , M_{CY} – моменты от проекций сил сопротивления почвы, приложенных к звену AC в точке C , относительно точки A .

Следует отметить, что для ввода и удержания рабочих органов в ряду насаждений под действием сил сопротивления почвы мгновенный центр вращения ведущего звена должен находиться сзади по ходу от звена CE и слева от линии действия равнодействующей от сил R сопротивления почвы на рабочий орган (рис. 3, а). В этом случае момент от равнодействующей относительно мгновенного центра вращения (точки O), направленный по часовой стрелке, вводит рабочие органы в ряд насаждений. Если мгновенный центр вращения расположен иначе (например, как показано на рис. 3, б), то рабочие органы не удерживаются в ряду насаждений, а выталкиваются из него под действием сил сопротивления почвы.

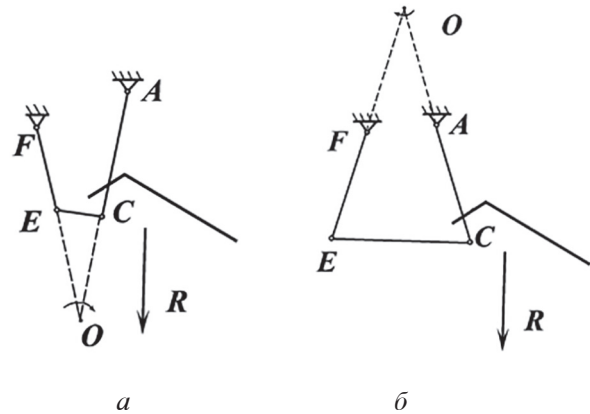


Рис. 3. Мгновенный центр вращения звена CE механизма перемещения рабочего органа

Определять значение и направление равнодействующей силы R сложно. Проще рассмотреть моменты от составляющих сил сопротивления почвы, действующие на рабочие органы в продольном и в поперечном направлении, т.е. по осям X , Y , как это сделано ранее.

Для заданного положения механизма координаты мгновенного центра вращения определяются следующим образом:

$$\angle AOF = \pi - ((\alpha - \beta) + \angle AFE). \quad (23)$$

По теореме синусов:

$$AO = AE \cdot \frac{\sin(\angle FEC)}{\sin(\angle AOF)}. \quad (24)$$

Координаты мгновенного центра вращения звена CE (точки O) относительно точки A :

$$\begin{cases} x_O = AO \cdot \cos \alpha; \\ y_O = AO \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (25)$$

Координаты центра левого лезвия рабочего органа относительно мгновенного центра вращения:

$$\begin{cases} x_{O_{л}} = l_{лх} - CO \cdot \cos \alpha; \\ y_{O_{л}} = l_{लय} - CO \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (26)$$

Здесь $CO = AO - AC$.

Координаты центра правого лезвия рабочего органа относительно мгновенного центра вращения:

$$\begin{cases} x_{O_{п}} = l_{пх} - CO \cdot \cos \alpha; \\ y_{O_{п}} = l_{пy} - CO \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (27)$$

Суммарный момент относительно мгновенного центра вращения определим с помощью полученных зависимостей (23)–(27):

$$M_O = R_{ул} \cdot x_{O_{л}} + R_{хл} \cdot y_{O_{л}} + R_{уп} \cdot x_{O_{п}} + R_{хп} \cdot y_{O_{п}}. \quad (28)$$

Момент M_O уравновешивается моментом $M_{уп}$:

$$M_{уп} = M_C \cdot \frac{CO}{AC}. \quad (29)$$

Результаты исследования и их обсуждение

Для различных механизмов, соотношения параметров которых представляют определенную закономерность (рис. 4, табл. 1), по полученным зависимостям произведен расчет сил сопротивления почвы, действующих на леворезущий, праворезущий и симметричный рабочие органы.

Силы сопротивления почвы, действующие на рабочие органы, создают момент, который может иметь как положительное, так и отрицательное значение.

При положительном значении момента от сил сопротивления почвы M_C рабочие органы стремятся переместиться в ряд многолетних насаждений и удерживаются в ряду. Данное свойство механизма позволяет сократить затраты энергии, т.к. при этом не требуется повышения давления в гидроприводе для принудительного ввода рабочих органов и удержания в ряду насаждений. Это наблюдается при использовании леворезущего рабочего органа (табл. 2).

При использовании праворезущего рабочего органа указанный момент имеет отрицательное значение для I, III, IV механизмов, т.е. при этом рабочие органы не удерживаются в ряду в рабочем положении, а выталкиваются

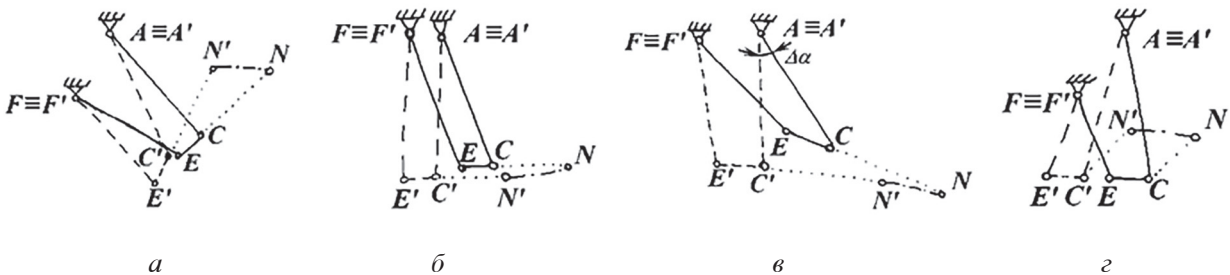


Рис. 4. Схемы механизмов:

a – подъемного крана (I) [8]; $б$ – трапецидальный (II); $в$ – параллелограммный (III); $г$ – культиватора Н-7 фирмы «Холдер» (IV)

Таблица 1

Параметры звеньев механизмов перемещения рабочих органов

Параметры	Механизм I	Механизм II	Механизм III	Механизм IV
AC , м	0,89	0,48	0,48	0,71
AF , м	0,48	0,215	0,11	0,39
CE , м	0,20	0,165	0,11	0,19
EF , м	0,75	0,43	0,48	0,41
CN , м	0,62	0,75	0,37	0,30
AG , м	0,703	0,621	0,621	0,293
AB , м	0,24	0,24	0,24	0,65

Таблица 2

Изменение момента от сил сопротивления почвы, действующего на рабочие органы (M_c , кН·м) в зависимости от угла поворота ведущего звена (α , град)

Наименование механизма и рабочего органа		250°	260°	270°	280°	290°	300°	310°
механизм подъемного крана (I)	леворежущий	–	–	–	–	–	0,7	0,2
	праворежущий	–	–	–	–	–	–1,7	–2,1
	симметричный	–	–	–	–	–	–0,3	–0,7
трапецидальный механизм (II)	леворежущий	0,7	0,7	0,6	0,5	0,4	–	–
	праворежущий	0,4	0,3	0,1	0	0,3	–	–
	симметричный	0,6	0,5	0,4	0,3	0,6	–	–
параллелограммный механизм (III)	леворежущий	0,7	0,5	0,4	0,3	0,1	–	–
	праворежущий	–0,1	–0,3	–0,4	–0,5	–0,7	–	–
	симметричный	0,3	0,2	0	–0,2	–0,3	–	–
механизм культиватора Н-7 фирмы «Холдер» (IV)	леворежущий	–	0,8	0,6	0,2	–	–	–
	праворежущий	–	–0,1	–0,6	–1,2	–	–	–
	симметричный	–	0,3	0	0,4	–	–	–

ся из него под действием сил сопротивления почвы. Это приводит к периодическим включениям гидропривода для возврата рабочих органов в заданное положение. В поршневой полости гидроцилиндра создается избыточное давление, затраты энергии возрастают. Механизм II создает положительный момент от сил сопротивления почвы, действующий и на праворежущий рабочий орган (табл. 2).

Наряду с этим, механизм II способен удерживать симметричные рабочие органы в ряду насаждений, другие механизмы при этом характеризуются дополнительными затратами энергии (табл. 2). Следовательно, механизм II можно использовать со всеми вышеуказанными исполнениями рабочего органа.

Отрицательный (направленный по часовой стрелке) момент M_o (28) от сил сопротивления почвы, действующий на рабочие органы, приложенный к звену CE относительно его мгновенного центра вращения, вводит рабочий орган в ряд насаждений, положительный (направленный против часовой стрелки) – отводит.

Момент M_o (рис. 5) имеет отрицательные значения во всем диапазоне перемещений механизма II с праворежущим рабочим органом. Мгновенный центр вращения наиболее удален от равнодействующей сил сопротивления почвы R в крайнем левом положении (когда рабочий орган находится в междурядье) и постепенно приближается к ней с перемещением рабочего органа в сторону ряда.

Если принять за нулевое положение мгновенного центра вращения случай, когда механизм находится в ряду насаждений, то мгновенный

центр вращения удаляется от нулевого положения на всем протяжении отвода рабочих органов. Следовательно, момент от сил сопротивления почвы относительно мгновенного центра вращения не меняет знак. При этом, если мгновенный центр вращения находится слева от силы R и сзади от звена CE , то ввод рабочих органов в ряд осуществляется под действием сил сопротивления почвы.

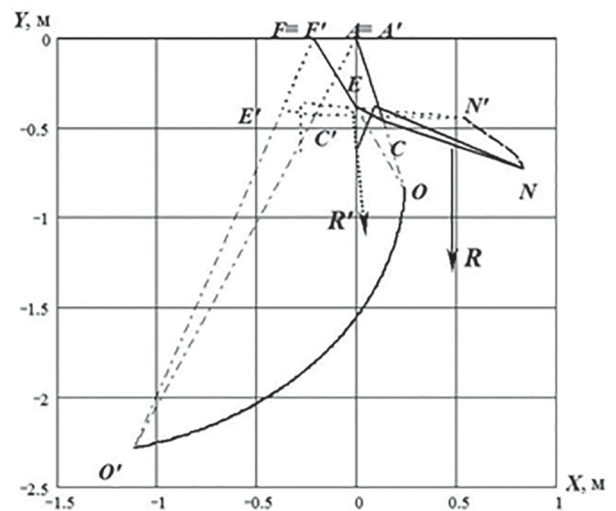


Рис. 5. Траектории перемещения мгновенного центра вращения звена CE трапецидального механизма перемещения рабочего органа (II)

Полученные результаты сравним с результатами, полученными ранее при силовом анализе механизмов.

Изобразив зависимость (29) графически (рис. 6), видим, что $M_o = -M_{yp}$, т.е. полученные двумя способами результаты одинаковы и расчеты выполнены верно.

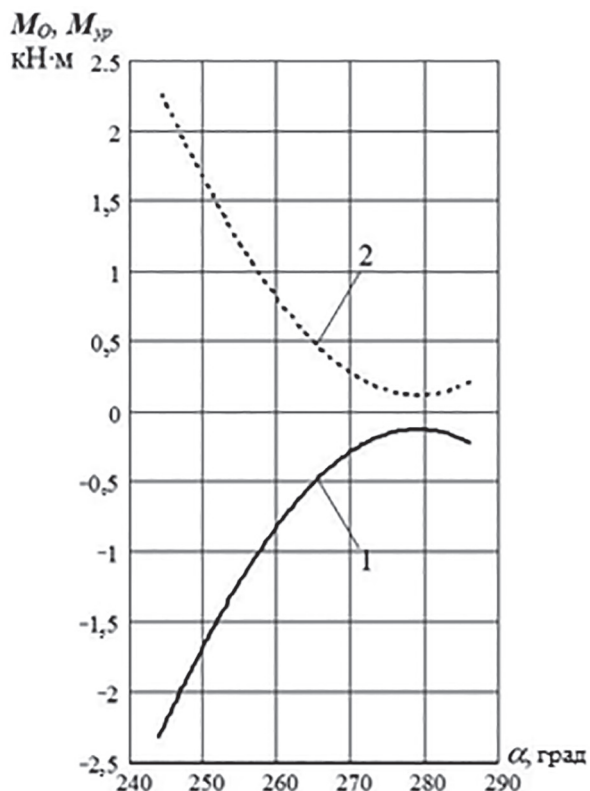


Рис. 6. Момент от сил сопротивления почвы относительно мгновенного центра вращения звена CE (1 – M_0) и уравновешивающий момент (2 – $M_{ур}$)

Заключение

Таким образом, энергозатраты на осуществление технологического процесса обработки почвы в рядах многолетних насаждений можно уменьшить за счет использования сил сопротивления почвы. Энергия расходуется только на отвод посредством гидропривода рабочих органов из ряда насаждений. Возврат леворезущего или праворезущего, а также симметричного рабочих органов в ряд осуществляется под действием сил сопротивления почвы трапецидальным механизмом с соотношением звеньев $AC:AF:CE:EF:CN$, равным $1:0,448:0,325:0,896:1,563$ [9, 10].

Литература

1. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Оптимизация показателей технологических процессов сельскохозяйственного производства в растениеводстве // Хранение и переработка зерна. 2017. № 1 (209). С. 55–60.
2. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Моделирование следящих систем почвообрабатывающих агрегатов // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 1. С. 22–31.

3. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Повышение эксплуатационной надежности САР почвообрабатывающих машин // Труды ГОСНИТИ. 2016. Т. 122. С. 87–91.
4. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Теоретическое исследование механизмов перемещения рабочих органов для обработки почвы // Интеллектуальные машинные технологии и техника для реализации Государственной программы развития сельского хозяйства: сб. науч. докладов Междунар. научно-технич. конф. ФГБНУ ВИМ, 2015. С. 210–214.
5. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Параметрическая оптимизация комбинированной следяще-силовой системы автоматического регулирования пахотного агрегата // Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции – новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства: сборник научных докладов Междунар. научно-практ. конф. Тамбов, 2015. С. 18–22.
6. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Совершенствование следящих систем почвообрабатывающих машин // Инженерия природокористування. 2017. № 2. С. 56–62.
7. Fekete G. A kertészeti betakarító gйpek hidrızstatikus munkaszerv – hajtбsai // Ёbrmьvek, mezьgazd, gйpek. 1980. 27. № 2. pp. 49–51.
8. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Т. 1. М.: Наука, 1970. 537 с.
9. Пархоменко Г.Г. Совершенствование технологического процесса обработки почвы в рядах многолетних насаждений: дис. ... канд. техн. наук. Зерноград, 2000. 156 с.
10. Пархоменко Г.Г. Устройство для обработки почвы в рядах многолетних насаждений // Тракторы и сельхозмашины. 2007. № 6. С. 11–13.

References

1. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Optimization of indicators of technological processes of agricultural production in the plant growing. Khranenie i pererabotka zerna. 2017. No 1 (209), pp. 55–60 (in Russ.).
2. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Modeling of tracking systems of tillage units. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 1, pp. 22–31 (in Russ.).
3. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Increasing the operational durability of the automatic control systems of tillage machines. Trudy GOSNITI. 2016. Vol. 122, pp. 87–91 (in Russ.).
4. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Theoretical investigation of the mechanisms of working

- elements movement for tillage. *Intellectual'nye mashinnye tekhnologii i tekhnika dlya realizatsii Gosudarstvennoy programmy razvitiya sel'skogo khozyaystva: Sb. nauch. dokladov Mezhdunar. nauchno-tekhnich. konf. FGBNU VIM [Intellectual machine technologies and technology for the implementation of the State program for the development of agriculture: Collection of scientific reports of the International scientific-technical conference Federal State Budget Scientific Institution «Federal Scientific Agroengineering Center VIM»]*, 2015, pp. 210–214 (in Russ.).
5. Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Parametric optimization of the combined tracking and power system of automatic regulation of tillable unit. *Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya resursov pri proizvodstve sel'skokhozyaystvennoy produktsii – novye tekhnologii i tekhnika novogo pokoleniya dlya rasteniyevodstva i zhivotnovodstva: sbornik nauchnykh dokladov Mezhdunar. nauchno-prakt. konf. [Increasing the efficiency of resource usage in the production of agricultural products – new technologies and machinery of a new generation for plant growing and livestock farming: Collection of scientific reports of the International scientific-practical conference]* Tambov, 2015, pp. 18–22 (in Russ.).
 6. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Improvement of tracking systems of the tillage machines. *Inzheneriya prirodokoristuvannya*. 2017. No 2, pp. 56–62 (in Russ.).
 7. Fekete G. A kertüszeti betakarító gépek hidrosztatikus munkaszerv – hajtószai. *Жбгмъвек, mezügazd, гйпек*. 1980. 27. No 2, pp. 49–51.
 8. Artobolevskiy I.I. *Mekhanizmy v sovremennoy tekhnike*. Vol. 1. [Mechanisms in modern machinery]. Moscow: Nauka Publ., 1970. 537 p.
 9. Parkhomenko G.G. *Sovershenstvovanie tekhnologicheskogo protsessa obrabotki pochvy v ryadakh mnogoletnikh nasazhdeniy: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improvement of the technological process of the tillage in the ranks of perennial plantations: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]*. Zernograd, 2000. 156 p.
 10. Parkhomenko G.G. Device for tillage in the rows of perennial plantations. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2007. No 6, pp. 11–13 (in Russ.).

КЛАССИФИКАЦИЯ И СИНТЕЗ ТРЕХПОТОЧНЫХ ВАЛЬНО-ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

CLASSIFICATION AND SYNTHESIS OF THREE-LOOP PLANETARY GEARBOXES

К.Б. САЛАМАНДРА, к.т.н.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН,
Москва, Россия, ksalamandra@yandex.ru

K.B. SALAMANDRA, PhD in Engineering

Mechanical engineering research institute of the Russian
Academy of Sciences named after A.A. Blagonravov, Moscow,
Russian Federation, ksalamandra@yandex.ru

В трансмиссиях грузовых автомобилей, сельскохозяйственных машин и тракторов применяются коробки передач с планетарным делителем и/или дополнительным редуктором, который в зависимости от условий движения машины понижает скорость вращения или работает на прямой передаче. Делитель и дополнительный редуктор предназначены для ступенчатого изменения диапазонов основной 3- или 4-ступенчатой коробки передач, состоящей из передач с неподвижными осями, что позволяет в 4 раза увеличить число реализуемых ступеней. Если планетарный механизм будет работать в режиме дифференциала, это позволит дополнительно увеличить число ступеней в комбинированных вально-планетарных коробках передач и, соответственно, число рабочих режимов трактора. В результате основная коробка передач, состоящая из механизмов с неподвижными осями зубчатых колес, может работать как отдельно – при однопоточном режиме работы планетарного механизма (редуктор или в режиме прямой передачи), так и в двухпоточном режиме – параллельно с другими рядовыми передачами при работе планетарного механизма в качестве дифференциала. При использовании двух планетарных механизмов, работающих в режиме дифференциала, увеличивается число параллельных потоков мощности до трех, что позволяет дополнительно улучшить функциональные и энергетические возможности многопоточных коробок передач. Целью статьи является анализ схем коробок передач, состоящих из трех наборов передач с неподвижными осями зубчатых колес и двух дифференциальных механизмов, образующих три параллельных потока передачи мощности. Приводится классификация возможных структурных схем трехпоточных коробок передач, получено общее выражение для расчета числа ступеней трехпоточной коробки. Описывается методика синтеза кинематических схем трехпоточных вально-планетарных коробок передач, с использованием которой для каждой возможной структуры получены новые схемы коробок передач, отличающиеся использованием простых механизмов, высоким КПД и малым числом элементов управления.

Ключевые слова: коробка передач, трансмиссия, синтез, дифференциал, многопоточная передача, вально-планетарная коробка передач.

In the transmissions of trucks, agricultural vehicles and tractors, gear boxes with a planetary divider and/or an additional reductor unit which is depending on the traffic conditions of the machine, reduces the speed of rotation or operates on a direct drive are used. The divider and the additional reductor unit are intended for a stepwise changing of the range of the main 3-speed or 4-speed gearbox, consisting of gears with fixed axes, which makes it possible to increase the number of stages realized 4 times. If the planetary train will work in the differential mode, this will allow additionally increase the number of stages in the combined planetary gearboxes and, accordingly, the number of operating modes of the tractor. Consequently, the main gearbox consists of gears with fixed axes of gears can work either separately in a single-flow mode of operation of the planetary train (reductor or in the direct drive mode) or in a two-flow mode – in parallel with other ordinary gears when the planetary train as a differential. When using two planetary trains operating in the differential mode, the number of parallel power flows increases to three, which makes it possible to further improve the functional and power capabilities of multi-flow gearboxes. The purpose of the study is to analyze gearbox schemes consisting of three sets of gears with fixed gearwheel axes and two differential mechanisms forming three parallel power transmission flows. Classification of possible structural schemes of three-flow transmissions is given, a general expression for calculating the number of stages of a three-flow gearbox is obtained. A technique for the synthesis of kinematic schemes of three-flow planetary gearboxes is described, with the using of which new gearbox schemes are obtained for each possible structure, which are characterized by using simple mechanisms, high efficiency and a small number of control elements.

Keywords: gearbox, transmission, synthesis, differential, multithreaded gear, planetary gearboxes.

Введение

Увеличение числа ступеней изменения скорости в трансмиссиях является наиболее результативным способом снижения расхода топлива и повышения эффективности автомобильной, тракторной и сельскохозяйственной техники, оснащенной двигателями внутреннего сгорания [1–3]. С увеличением числа ступеней увеличивается количество используемых механизмов и возрастает их сложность. Эти факторы, в свою очередь, приводят к росту габаритных размеров, массы и стоимости конструкции. Одним из способов решения этих проблем является использование комбинированных вально-планетарных коробок передач (термин используется в работах [4, 5]), содержащих простые механизмы с неподвижными осями зубчатых колес и планетарные дифференциалы, реализующие большее число ступеней при меньшем числе используемых механизмов по сравнению с коробками передач, составленных из механизмов одного типа. Например, в трансмиссиях грузовых автомобилей и тракторов применяются коробки передач с планетарным делителем и/или дополнительным редуктором [6, 7] для ступенчатого изменения диапазонов основной 3- или 4-ступенчатой коробки передач, состоящей из передач с неподвижными осями. Это позволяет в 4 раза увеличить число реализуемых ступеней.

Как известно [6–11], трехзвенный планетарный механизм в зависимости от связей, наложенных на его звенья, реализует три режима работы:

- режим дифференциала – преобразует движение двух входных звеньев в движение одного выходного звена (суммирующий механизм) или движение одного входного звена в движения двух выходных звеньев (распределительный механизм);

- режим редуктора или мультипликатора – при остановке одного из трех звеньев;

- режим заблокированный – вращается как единое целое с передаточным числом 1 при соединении любых двух звеньев.

В коробках передач грузовых автомобилей и тракторов планетарный механизм делителя или дополнительного редуктора работает только в режимах 2 и 3. Режим 1 применяется в планетарных коробках передач, а также в гибридных трансмиссиях для разделения или суммирования потоков мощности двигателя внутреннего сгорания и электромотора [6, 7, 12].

Как показано в ряде работ [13, 14], применение планетарного механизма в качестве дифференциала в коробках передач с неподвижными осями зубчатых колес позволяет получить конструкции коробок с простыми механизмами, высоким КПД, реализующими большее число ступеней по сравнению с коробками передач, состоящими из механизмов одного типа. Бóльшее число ступеней достигается за счет изменения режима работы дифференциалов и управляемого включения передач с неподвижными осями, что позволяет последним работать как отдельно – при однопоточном режиме работы планетарного механизма (редуктор или мультипликатор), так и параллельно с другими рядовыми передачами – при двухпоточном режиме. Используя терминологию А.С. Антонова [15], полученные схемы коробок передач названы двухпоточными по числу параллельных потоков передачи мощности от входного вала к выходному. В работах [13, 14] изложен метод синтеза кинематических схем, с помощью которого был получен ряд новых схем двухпоточных коробок передач [16–20].

При использовании двух планетарных механизмов, работающих как дифференциалы, увеличивается число параллельных потоков мощности до трех, что позволяет дополнительно улучшить функциональные возможности многопоточных коробок передач. Кроме того, если в двухпоточной коробке по ветвям передается 50...60 % мощности входного потока, то в трехпоточной этот процент снижается в полтора-два раза [15].

Цель исследования

Цель исследования заключается в анализе возможных структурных схем соединений трехпоточных вально-планетарных коробок передач, определении их общих характеристик и методе синтеза кинематических схем этих коробок.

Структурные схемы трехпоточных вально-планетарных коробок передач и их классификация

Для наглядного представления структуры вально-планетарной коробки воспользуемся обобщенными схемами входящих в нее механизмов [8, 11]. Обобщенной схемой может быть представлен как планетарный механизм, так и одна или несколько передач с неподвижными осями.

В обобщенных схемах трехзвенных планетарных механизмов добавим к звеньям управляющие элементы, накладывающих внешние связи на их движение. Таким образом любой трехзвенный планетарный механизм D по связям, наложенным на его звенья, можно изобразить в общем случае всего лишь двумя обобщенными схемами (рис. 1), которые различаются местами расположения входных и выходных звеньев и этим при отсутствии наложенных связей ($c1, c2, c3$ отключены) определяют дифференциал как суммирующий (рис. 1, а) или распределительный (рис. 1, б) механизм. Два элемента управления механизма D не могут быть включены одновременно.

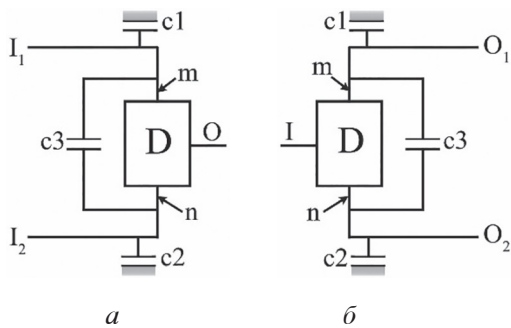


Рис. 1. Обобщенная схема планетарного механизма:
 а – суммирующий потоки мощности;
 б – распределяющий потоки мощности;
 I, O – соответственно, входное и выходное звенья;
 m и n – звенья дифференциала D ; $c1$ и $c2$ – муфты, соединяющие, соответственно, звенья m и n с неподвижным корпусом; $c3$ – муфта, соединяющая звенья m и n для блокировки дифференциала и его вращения с передаточным отношением 1

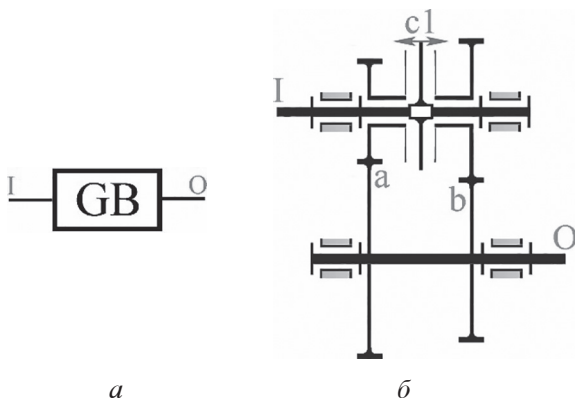


Рис. 2. Обобщенная (а) схема и кинематическая (б) схема двухступенчатой коробки передач с неподвижными осями зубчатых колес:
 I, O – соответственно, входное и выходное звенья; $c1$ – элемент управления (муфта или синхронизатор), имеющий три рабочих положения

Аналогично, одну или несколько передач с неподвижными осями будем представлять внутренней коробкой передач GB (рис. 2, а), предполагая, что встроенные в нее элементы управления реализуют различные передаточные отношения от входа I к выходу O . На рис. 2, б показан пример кинематической схемы двухступенчатой GB с неподвижными осями зубчатых колес.

В работе Д.П. Волкова и А.Ф. Крайнева [8] показано, что для получения трех параллельных потоков мощности с помощью двух трехзвенных планетарных механизмов возможно только 4 варианта соединений их звеньев. Установлено, что встраивание внутренних GB в каждый из потоков не увеличивает число возможных вариантов соединений звеньев. Таким образом, в результате структурного синтеза получены только четыре различающиеся структурные схемы вально-планетарных трехпоточных коробок передач (рис. 3).

В зависимости от мест расположения дифференциалов, входных и выходных звеньев введем следующие обозначения этих четырех возможных структур:

DD (рис. 3, а) – структура, в которой дифференциалы располагаются на входе и выходе;

DDO (рис. 3, б) – структура, в которой один дифференциал расположен на входе, второй во внутреннем контуре, а движение замыкается на выходное звено O ;

IDD (рис. 3, в) – структура, в которой один дифференциал расположен на выходе, второй – во внутреннем контуре, а движение распределяется на входном звене I ;

$IDDO$ (рис. 3, г) – структура, в которой оба дифференциала расположены во внутренних контурах, а движение распределяется на входном звене I и замыкается на выходном звене O .

В полученных структурах (рис. 3) каждый из замкнутых контуров с одной стороны имеет дифференциал, а с другой – узловую точку (A или B), в которой распределяется или замыкается движение. В структуре DD (рис. 3, а) возможны 2 варианта формирования внутреннего контура, т.е. соединения внутренней $GB2$ со звеньями дифференциалов: либо со звеньями m и q дифференциалов (пунктир), либо со звеньями n и p (сплошные линии). В остальных структурах возможен только один вид соединения внутренних звеньев с тремя параллельными потоками передачи мощности от входного звена I к выходному O . Структуры DD и $IDDO$ симметричны

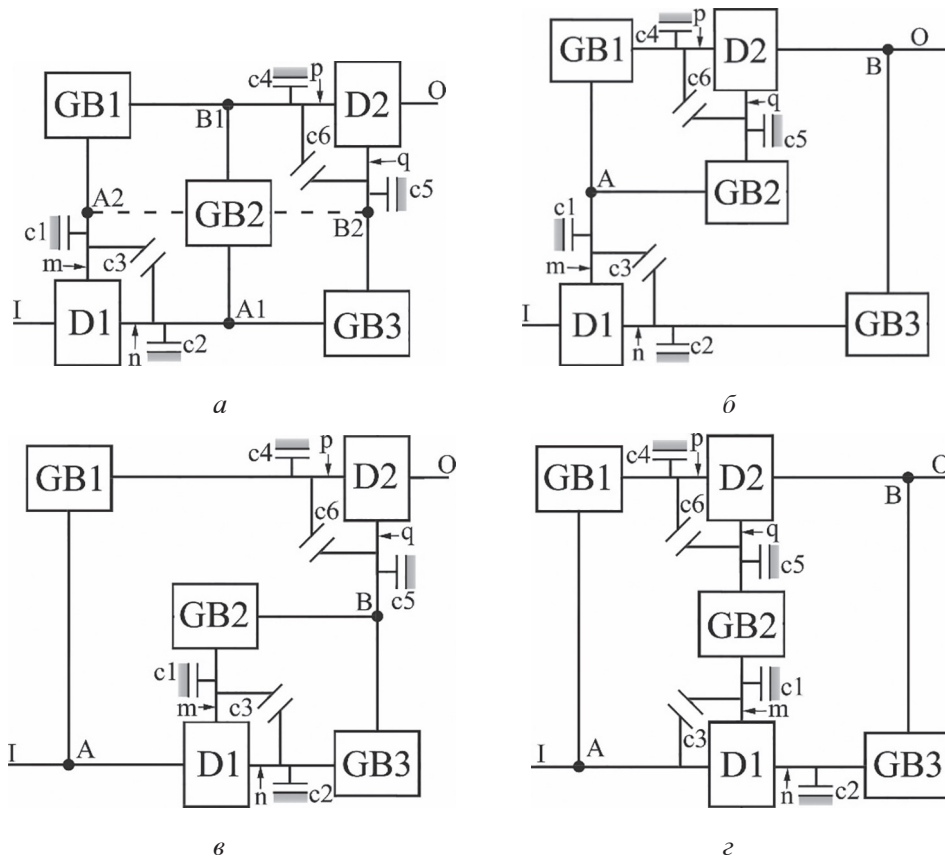


Рис. 3. Структурные схемы трехпоточных вально-планетарных коробок передач:

a – структура *DD*; *б* – структура *DDO*; *в* – структура *IDD*; *г* – структура *IDDO*;

I, O – соответственно, входное и выходное звенья; *m* и *n* – звенья дифференциала *D1*;

p и *q* – звенья дифференциала *D2*; *c1, c2* и *c4, c5* – муфты, соединяющие, соответственно, звенья *n, m* и *p, q* с неподвижным корпусом; *c3* и *c6* – блокировочные муфты, соответственно, дифференциалов *D1* и *D2*

относительно внутреннего потока, проходящего через *GB2*. Структура *IDD* может быть получена из структуры *DDO* заменой входного звена на выходное и наоборот.

На трехпоточном режиме работают все три ветви, т.е. включены управляющие элементы во внутренних коробках передач *GB*, а элементы управления дифференциалов выключены. Таким образом, трехпоточные коробки передач в общем случае имеют 4 степени свободы, т.е. на каждой ступени должны быть включены 3 элемента управления. Но в несимметричных структурах *DDO, IDD* имеется одна, а в *IDDO* – две внутренних коробки передач *GB*, для работы которых на однопоточном режиме включаются только два элемента управления коробкой передач – один в соответствующей *GB* и один элемент управления одного из дифференциалов *D*. Например, в структуре *DDO* включением тормоза *c1* или блокировочной муфты *c3* возможен однопоточный режим через *GB3*. Это свойство может быть использовано для подготовки к включению следующей

ступени, как в преселективных коробках передач с двумя сцеплениями [9, 21]. Кроме того, на этих ступенях третий элемент управления может быть включен для минимизации потерь на холостое вращение. Так, например, в структуре *DDO*, предположим, на одной из реализуемых ступеней включена *GB3* и *c3*, при этом на реализуемое передаточное число не повлияет включение передачи в *GB1* или *GB2*, или одного из элементов управления *c4, c5* или *c6*.

В структурах (рис. 3) представлено максимальное число элементов управления дифференциалами (тормоза *c1, c2, c4, c5* и блокировочные муфты *c3, c6*), которые определяют возможные двух- и однопоточные режимы работы. В конкретных кинематических схемах коробок передач эти элементы управления могут отсутствовать, тогда, соответственно, уменьшится число режимов работы такой коробки передач. В каждой из структурных схем возможны до 4 однопоточных режимов для каждой внутренней *GB* и до 2 двухпоточных режимов через каждую пару внутренних *GB*. Обо-

значив через N с соответствующим индексом число ступеней во внутренних GB , а через l – число однопоточных и двухпоточных режимов работы, получим общее выражение для расчета количества ступеней, реализуемое трехпоточной коробкой передач:

$$N = N_{GB1} l_1 + N_{GB2} l_2 + N_{GB3} l_3 + N_{GB1} N_{GB2} l_4 + N_{GB1} N_{GB3} l_5 + N_{GB2} N_{GB3} l_6 + N_{GB1} N_{GB2} N_{GB3}, \quad (1)$$

где N_{GB1} , N_{GB2} , N_{GB3} – число ступеней, соответственно в $GB1$, $GB2$, $GB3$; l_1 , l_2 , l_3 – параметры однопоточных режимов работы соответственно, $GB1$, $GB2$, $GB3$; l_4 – параметр двухпоточных режимов работы $GB1$ и $GB2$; l_5 – параметр двухпоточных режимов работы $GB1$ и $GB3$; l_6 – параметр двухпоточных режимов работы $GB2$ и $GB3$.

Для каждой структуры в табл. 1 приведены все возможные комбинации включения элементов управления дифференциалами, режимы работы («–» – однопоточный; «=» – двухпоточный; «≡ ≡» – трехпоточный), значения параметров l на двух- и однопоточных режимах, а также формулы расчета передаточных чисел i_{IO} от входного звена I к выходному O . Так как структура DD симметрична, то в табл. 1 приведены передаточные числа только для одного варианта соединения $GB2$ со звеньями дифференциалов – в точках $A1$ и $B1$ (сплошные линии на рис. 3, *a*). Передаточное число каждой из внутренних коробок передач обозначено буквой i с соответствующим индексом. Левый нижний индекс в передаточных числах дифференциала означает звено, принятое за ведущее, правый нижний индекс – звено, принятое за ведомое, верхний индекс – звено, принятое за неподвижное.

Анализ табл. 1 и выражения (1) показывают, что наибольшее число режимов допускает структура DD (рис. 3, *a*). Наименьшее число режимов имеет структура $IDDO$ (рис. 3, *з*). Для всех структур на двух- и однопоточных режимах могут быть включены блокировочные муфты $c3$ и/или $c6$ дифференциалов $D1$ и $D2$. Поэтому эти муфты следует использовать при синтезе коробок передач с большим числом ступеней. Использование блокировочных муфт позволяет повысить КПД работы дифференциальной передачи, так как при блокировке механизм вращается как единое целое без потерь энергии.

Синтез кинематических схем трехпоточных коробок передач

Синтез осуществляется заменой в выбранной структуре (рис. 3) обобщенных схем на кинематические схемы механизмов передач.

Различные схемы используемых механизмов и комбинации их соединений с входными, выходными и внутренними звеньями определяют огромное множество допустимых кинематических схем коробок передач. Для существенного усечения этого множества введем ряд ограничений и условий, заведомо обеспечивающих в синтезируемых коробках передач преобладание многопоточных режимов, заданное направление вращения выходного вала для прямого и обратного хода транспортного средства. С целью упрощения конструкции коробки передач определим также вид используемых планетарных механизмов и передач с неподвижными осями во внутренних GB .

Ниже приводится список условий и ограничений, принятых в настоящей работе при синтезе кинематических схем вально-планетарных трехпоточных коробок передач.

1. В качестве дифференциалов $D1$, $D2$ используются однорядные планетарные механизмы.

2. В качестве внутренних коробок передач GB используются механизмы с неподвижными осями зубчатых колес с одной или двумя передачами (рис. 2, *б*).

3. С целью увеличения передаточного числа от механизма к механизму в коробке передач вход дифференциала $D1$ соединен с солнечным колесом, так как передаточное число от солнечного колеса к двум другим звеньям планетарной передачи больше 1. При этом направление вращения водила будет совпадать с направлением вращения солнца, а эпицикл будет вращаться в противоположную сторону. При блокировке планетарного механизма муфтой $c3$ все звенья дифференциала $D1$ будут вращаться в том же направлении, что и солнечное колесо.

4. Внутренняя коробка передач GB , соединяемая с эпициклом $D1$, должна иметь две передачи. Первая – с паразитной шестерней для однонаправленного вращения всех звеньев коробки передач на трехпоточных и двухпоточных режимах при включении муфты $c6$, а также для получения передачи заднего хода при включении $c3$ и $c6$. Вторая передача состоит из двух колес и работает при включении муфты $c3$.

Передаточные числа и режимы работы трехпоточных вально-планетарных коробов передач

Структура	Режим	Включенные элементы управления			l	i_{10}	
		GB1	c2	c5			
DD	-	GB1	c2	c5	$l_1 = 4$	$i_{GB1}i_{Im}^{(n)}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB1	c2	c6		$i_{GB1}i_{Im}^{(n)}$	
		GB1	c3	c5		$i_{GB1}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB1	c3	c6		i_{GB1}	
		GB2	c1	c5	$l_2 = 4$	$i_{GB2}i_{In}^{(m)}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB2	c1	c6		$i_{GB2}i_{In}^{(m)}$	
		GB2	c3	c5		$i_{GB2}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB2	c3	c6		i_{GB2}	
		GB3	c1	c4	$l_3 = 4$	$i_{GB3}i_{In}^{(m)}/i_{Oq}^{(p)}$	
		GB3	c1	c6		$i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
		GB3	c3	c4		$i_{GB3}/i_{Oq}^{(p)}$	
		GB3	c3	c6		i_{GB3}	
	=	GB1	GB2	c5	$l_4 = 2$	$(i_{GB1}i_{Im}^{(n)} + i_{GB2}i_{In}^{(m)})/i_{Op}^{(q)}$	
		GB1	GB2	c6		$i_{GB1}i_{Im}^{(n)} + i_{GB2}i_{In}^{(m)}$	
		GB1	GB3	c3	$l_5 = 2$	$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB3})$	
		GB1	GB3	c6		$i_{GB1}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
		GB2	GB3	c1	$l_6 = 2$	$i_{In}^{(m)}/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB2} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB3})$	
		GB2	GB3	c3		$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB2} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB3})$	
≡	GB1	GB2	GB3		$\frac{i_{GB1}i_{Im}^{(n)} + i_{GB2}i_{In}^{(m)}}{i_{Op}^{(q)} + i_{GB2}i_{Oq}^{(p)}/i_{GB3}}$		
DDO	-	GB1	c2	c5	$l_1 = 4$	$i_{GB1}i_{Im}^{(n)}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB1	c2	c6		$i_{GB1}i_{Im}^{(n)}$	
		GB1	c3	c5		$i_{GB1}/i_{Op}^{(q)}$	
		GB1	c3	c6		i_{GB1}	
		GB2	c2	c4	$l_2 = 4$	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}/i_{Oq}^{(p)}$	
		GB2	c2	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}$	
		GB2	c3	c4		$i_{GB2}/i_{Oq}^{(p)}$	
		GB2	c3	c6		i_{GB2}	
		GB3	c1	-	$l_3 = 2$	$i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
		GB3	c3	-		i_{GB3}	
		=	GB1	GB2	c2	$l_4 = 2$	$i_{Im}^{(n)}/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB2})$
			GB1	GB2	c3		$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB2})$
	GB1		GB3	c5	$l_5 = 2$	$i_{GB3}i_{In}^{(m)} + i_{GB1}i_{Im}^{(n)}/i_{Op}^{(q)}$	
	GB1		GB3	c6		$i_{GB1}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
	GB2		GB3	c4	$l_6 = 2$	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}/i_{Oq}^{(p)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
	GB2		GB3	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	
	≡	GB1	GB2	GB3		$\frac{i_{Im}^{(n)}}{i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB2}} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$	

IDD	-	GB1	-	c5	$l_1 = 2$	$i_{GB1}/i_{Op}^{(q)}$
		GB1	-	c6		i_{GB1}
		GB2	c2	c4	$l_2 = 4$	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}/i_{Oq}^{(p)}$
		GB2	c2	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}$
		GB2	c3	c4		$i_{GB2}/i_{Oq}^{(p)}$
		GB2	c3	c6	i_{GB2}	
		GB3	c1	c4	$l_3 = 4$	$i_{GB3}i_{In}^{(m)}/i_{Oq}^{(p)}$
		GB3	c1	c6		$i_{GB3}i_{In}^{(m)}$
		GB3	c3	c4		$i_{GB3}/i_{Oq}^{(p)}$
	GB3	c3	c6	i_{GB3}		
	=	GB1	GB2	c2	$l_4 = 2$	$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/(i_{GB2}i_{Im}^{(n)}))$
		GB1	GB2	c3		$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB2})$
		GB1	GB3	c1	$l_5 = 2$	$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/(i_{GB3}i_{In}^{(m)}))$
		GB1	GB3	c3		$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB3})$
		GB2	GB3	c4	$l_6 = 2$	$(i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)})/i_{Oq}^{(p)}$
GB2		GB3	c6	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$		
≡	GB1	GB2	GB3		$\frac{i_{GB1}(i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)})}{i_{Op}^{(q)}(i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}) + i_{Oq}^{(p)}i_{GB1}}$	
IDDO	-	GB1	-	c5	$l_1 = 2$	$i_{GB1}/i_{Op}^{(q)}$
		GB1	-	c6		i_{GB1}
		GB2	c2	c4	$l_2 = 4$	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}/i_{Oq}^{(p)}$
		GB2	c2	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}$
		GB2	c3	c4		$i_{GB2}/i_{Oq}^{(p)}$
		GB2	c3	c6	i_{GB2}	
		GB3	c1	-	$l_3 = 2$	$i_{GB3}i_{In}^{(m)}$
		GB3	c3	-		i_{GB3}
		=	GB1	GB2	c2	$l_4 = 2$
	GB1		GB2	c3	$1/(i_{Op}^{(q)}/i_{GB1} + i_{Oq}^{(p)}/i_{GB2})$	
	GB1		GB3		$l_5 = 0$	режим невозможен
	GB2		GB3	c4	$l_6 = 2$	$i_{GB2}i_{Im}^{(n)}/i_{Oq}^{(p)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$
	GB2		GB3	c6		$i_{GB2}i_{Im}^{(n)} + i_{GB3}i_{In}^{(m)}$
	≡	GB1	GB2	GB3		$\frac{i_{GB1}(i_{GB2}i_{Im}^{(n)} - i_{GB3}i_{In}^{(m)}i_{Op}^{(q)})}{i_{GB1}i_{Op}^{(q)} - i_{GB2}i_{Op}^{(q)}i_{Im}^{(n)}}$

5. Для однонаправленного вращения вне зависимости от того, какие два звена дифференциала $D2$ являются ведущими, выходное звено $D2$ соединим с водилом планетарного механизма.

6. Для однозначного соответствия структурных схем (рис. 3) получаемым кинематическим схемам введем следующие обозначения звеньев дифференциалов: эпицикл $D1 - m$; водило $D1 - n$; солнечное колесо $D2 - p$; эпицикл $D2 - q$.

7. Как было указано выше, двух- и трехпоточные режимы позволяют существенно уменьшить нагрузки на звенья коробки пере-

дач. Поэтому на стадии синтеза кинематических схем рекомендуется увеличить долю многопоточных ступеней в общем числе ступеней коробки, для чего исключим из рассмотрения тормозные муфты $c1, c2, c4, c5$, включаемые преимущественно на однопоточных режимах. Таким образом, для реализации двух- и оставшихся однопоточных режимов будем использовать блокировочные муфты $c3$ и $c6$. Тогда с учетом пункта 2 в синтезируемых коробках передач будет не более 5 элементов управления, а параметры однопоточных режимов для всех внутренних GB равны $l_1 = l_2 = l_3 = 1$.

8. С целью уменьшения моментов, действующих на элементы управления коробкой передач, по возможности будем располагать их на ведущих звеньях.

Сформулированные ограничения предполагают положительное передаточное число от дифференциалов к звеньям коробки передач, кроме эпицикла дифференциала $D1$, где передаточное число отрицательное, и для изменения направления его вращения в соответствующей GB устанавливается паразитная шестерня (пункт 4 принятых ограничений). При этом внутренние GB (рис. 2, б) имеют по одной паре зубчатых колес и, соответственно, отрицательное передаточное число от входного звена GB к выходному. Поэтому общее передаточное число от входа I к выходу O коробки передач будет тоже отрицательным. Для однонаправленного вращения I и O необходимо добавить дополнительные передачи внутри коробки или после выходного вала.

Формулировка ограничений является основной задачей предлагаемого метода синтеза кинематических схем трехпоточных коробок передач. Чем больше ограничений, тем меньше возможных вариантов компоновки механизмов в коробке передач и тем проще синтез. Отметим также, что набор принимаемых ограничений в значительной степени определяется техническим заданием, опытом и интуицией конструктора и направлен на то, чтобы из всего многообразия схем выделить для дальнейшего рассмотрения и анализа потенциально допустимые схемы коробок с требуемыми функциями.

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DD с узловыми точками A1, B1 (рис. 3, а)

В соответствии со структурой (рис. 3, а) и пунктом 6 принятых ограничений входное звено $GB1$ соединено с эпициклом $D1$, входные звенья $GB2$ и $GB3$ – с водилом $D1$, выходные звенья $GB1$ и $GB2$ – с солнечным колесом $D2$, а выходное звено $GB3$ – с эпициклом $D2$. В соответствии с пунктом 4 ограничений $GB1$ имеет две передачи, одна из которых – с паразитной шестерней. Параметры двухпоточных режимов $l_4 = l_6 = 1$ (см. табл. 1), а параметр двухпоточных режимов через $GB1$ и $GB3$, соответственно, $l_5 = 2$. В $GB1$ двухпоточный режим с $GB2$ происходит через передачу с паразитной шестерней, а с $GB3$ – в зависимости от того,

какая из муфт – $c3$ или $c6$ включена. Если включена $c3$, то двухпоточных режим через $GB1$ и $GB3$ должен производиться через передачу без паразитной шестерни, если включена $c6$ – через передачу с паразитной шестерней. В $GB2$ установим одну передачу, а в $GB3$ две, тогда по формуле (1) получим 14 ступеней в синтезируемой коробке передач, из которых одна – передача заднего хода. Для однонаправленного вращения входного I и выходного O валов между внутренними GB и входными звеньями дифференциала $D2$ установим дополнительные валы с парами зубчатых колес. Полученная кинематическая схема коробки передач представлена на рис. 4, а ее режимы работы в зависимости от включенных элементов управления – в табл. 2. Здесь и далее в таблицах включенные элементы управления показаны знаком «х», R – передача заднего хода.

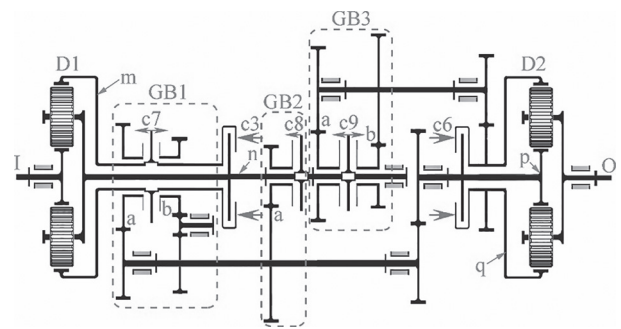


Рис. 4. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DD

Таблица 2

Ступени и режимы работы коробки передач (рис. 4)

№ ступени, режим	Состояние элементов управления							i_{10}	
	c7		c8		c9		c3		c6
	a	b	a	a	b				
1	=		x	x				x	4,911
2	=		x		x			x	3,719
3	≡		x	x	x				3,574
4	-	x					x	x	3,219
5	=		x			x		x	2,806
6	≡		x	x		x			2,239
7	-			x			x	x	1,682
8	=	x			x		x		1,398
9	=			x	x		x		1,224
10	-				x		x	x	1,063
11	=	x				x	x		0,832
12	=			x		x	x		0,767
13	≡					x	x	x	0,588
14R	-		x				x	x	-1,809

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DDO (рис. 3, б)

В соответствии с пунктом 6 ограничений входные звенья GB1 и GB2 соединены с эпициклом D1, входное звено GB3 соединено с водилом D1, а выходное – с выходным валом O; выходное звено GB1 соединено с солнечным колесом D2, выходное звено GB2 – с эпициклом D2. В соответствии с пунктом 4 ограничений GB1 и GB2 имеют по две передачи, одна из которых – с паразитной шестерней. В соответствии с табл. 1 параметры двухпоточных режимов всех GB $i_4 = i_5 = i_6 = 1$. На двух- и трехпоточных режимах через GB1 и GB2 включаются передачи с паразитными шестернями. Установим в GB3 две передачи, тогда по формуле (1) получим 14 ступеней в синтезируемой коробке передач, три из которых – передачи заднего хода. Предполагая разнонаправленное вращение входного I и выходного O валов, получим кинематическую схему (рис. 5). Режимы работы синтезированной коробки передач представлены в табл. 3.

Таблица 3

Ступени и режимы работы коробки передач (рис. 5)

№ ступени, режим	Состояние элементов управления								i_{IO}	
	c7		c8		c9		c3	c6		
	a	b	a	b	a	b				
1	=		x			x			x	-4,355
2	=		x				x		x	-3,921
3	-	x						x	x	-3,084
4	≡		x	x		x				-2,439
5	=			x		x			x	-2,281
6	≡		x	x			x			-2,004
7	=			x			x		x	-1,847
8	=	x			x			x		-1,54
9	-				x			x	x	-1,23
10	-					x		x		-1,023
11	-						x	x		-0,786
12R	-		x					x	x	2,968
13R	=		x	x				x		0,672
14R	-			x				x	x	0,484

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDD (рис. 3, в)

В структуре IDD разделение потока мощности происходит на входном валу I коробки передач, а в структуре DDO замыкание потока мощности производится на выходной вал. По-

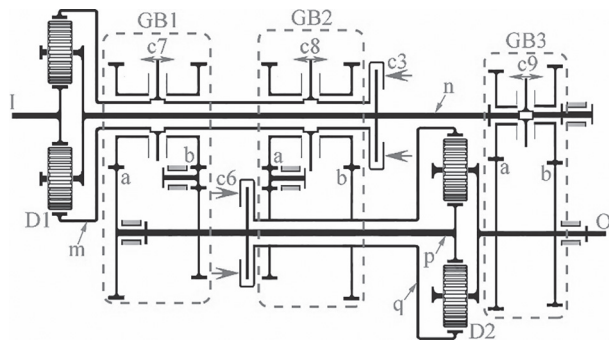


Рис. 5. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре DDO

этому из схемы DDO можно всегда получить схему IDD, если поменять местами входное и выходное звенья. При этом передаточные числа реализуемых ступеней будут иметь обратные значения.

Синтезируем схему коробки передач по структуре IDD, в которой движение на входе коробки передач будет разделено после дифференциала D1, при этом два звена дифференциала и входное звено I образуют трехслойный вал. В соответствии со структурой (рис. 3, в) GB1 соединена с входным звеном I коробки передач. Выходное звено GB1 соединено с солнечным колесом D2, эпицикл D1 – с GB2, имеющей две передачи, одна из которых – с паразитной шестерней. GB3 соединено с водилом D1. Выходные звенья GB2 и GB3 замыкаются на один вал, который, соответственно, соединен с эпициклом D2. В соответствии с табл. 1 параметры двухпоточных режимов внутренних коробок передач $i_4 = i_5 = i_6 = 1$. В GB2 двухпоточный режим с GB3 происходит через передачу с паразитной шестерней, а с GB1 – через передачу, не имеющую паразитной шестерни. Если в GB1 будет две передачи, а в GB3 одна, то по формуле (1) получим 12 ступеней в синтезируемой коробке передач. Для однонаправленного движения входного I и выходного O валов между внутренними GB и входными зве-

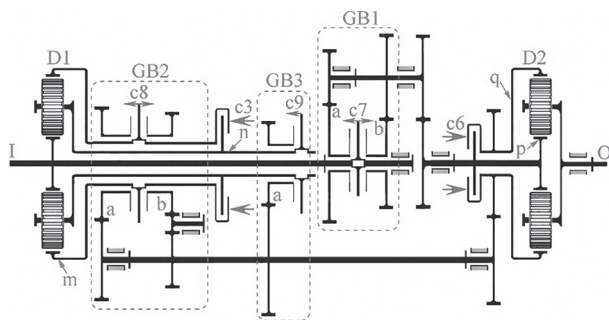


Рис. 6. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDD

нями дифференциала $D2$ установим дополнительные валы с парами зубчатых колес. Полученная кинематическая схема коробки передач представлена на рис. 6, а ее режимы работы в зависимости от включенных элементов управления – в табл. 4.

Таблица 4

Ступени и режимы работы коробки передач (рис. 6)

№ ступени, режим	Состояние элементов управления						i_{IO}		
	c7		c8		c9			c3	c6
	a	b	a	b	a	b			
1	=			x	x			x	5,35
2	≡	x			x	x			4,268
3	-	x						x	3,211
4	=	x				x	x		2,246
5	-					x	x	x	1,891
6	=	x		x				x	1,253
7	≡		x		x	x			1,017
8	-			x				x	0,909
9	=		x			x	x		0,838
10	=		x	x				x	0,647
11	-		x					x	0,44
12R	-				x			x	-0,254

Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDDO (рис. 3, з)

В структуре IDDO входной поток разделяется между GB1 и дифференциалом D1. В соответствии с пунктом 6 ограничений выходные звенья GB1 соединены с солнечным колесом D2, эпицикл D1 – с GB2, в которой имеется две передачи, одна из них – с паразитной шестерней. Выходные звенья GB2 соединены с эпициклом D2. Дифференциал D2 суммирует потоки от GB1 и GB2. Водило D1 соединено с входным звеном GB3, выходное звено которой соединено с выходным валом коробки передач.

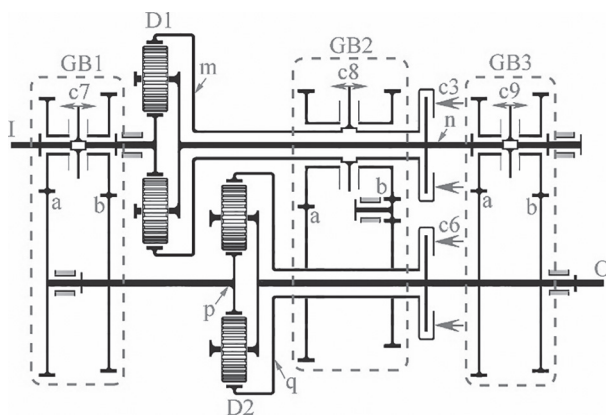


Рис. 7. Кинематическая схема трехпоточной коробки передач по структуре IDDO

В соответствии с табл. 1 двухпоточные режимы через GB1 и GB3 в структуре IDDO невозможны. Параметры остальных двухпоточных режимов будут равны $i_4 = i_6 = 1$. Если в каждой GB будет по две передачи, то в соответствии с (1) получим 14-ступенчатую коробку передач. Предполагая разнонаправленное вращение входного I и выходного O валов, получим кинематическую схему (рис. 7). Режимы работы синтезированной коробки передач представлены в табл. 5.

Таблица 5

Ступени и режимы работы коробки передач (рис. 7)

№ ступени, режим	Состояние элементов управления						i_{IO}		
	c7		c8		c9			c3	c6
	a	b	a	b	a	b			
1	≡		x		x		x		-7,452
2	=				x	x		x	-5,484
3	≡	x			x		x		-4,528
4	=				x		x	x	-3,618
5	-	x						x	-2,616
6	-		x					x	-1,896
7	-					x		x	-1,45
8	≡		x		x	x			-1,207
9	=	x		x				x	-1,1
10	=		x	x				x	-1,039
11	-			x				x	-0,82
12	≡	x			x	x			-0,734
13	-						x	x	-0,611
14R	-				x			x	1,841

Определение передаточных чисел

После построения кинематической схемы коробки передач возникает задача ее параметрического синтеза, которая заключается в поиске передаточных чисел пар зубчатых колес внутренних GB1, GB2, GB3 и дифференциалов D1, D2, которые обеспечивают ряд передаточных чисел i_{IO} , наиболее близкий к заданному. Критерии близости могут быть различными. В настоящей работе исключительно для демонстрации последовательности переключений передач принят критерий минимума суммы квадратичных отклонений ряда заданных значений передаточных чисел от реализуемых синтезированной коробкой передач [22].

Результаты оптимизации для всех синтезированных коробок передач приведены в табл. 6, а полученные при этих параметрах передаточные числа i_{IO} от входного вала I к выходному валу O – в последних столбцах каждой из табл. 2–5.

**Передаточные числа пар зубчатых колес синтезированных
трехпоточных вально-планетарных коробок передач (рис. 4–7)**

Кинематическая схема	DD (рис. 4)	DDO (рис. 5)	IDD (рис. 6)	$IDDO$ (рис. 7)	
$GB1$	$c7a$	-2,879	-3,084	-2,885	-2,616
	$c7b$	1,618	2,968	-0,395	-1,896
$GB2$	$c8a$	-1,505	0,484	-1,429	-0,82
	$c8b$	–	-1,23	0,4	1,841
$GB3$	$c9a$	-1,172	-1,023	-2,974	-1,45
	$c9b$	-0,649	-0,786	–	-0,611
дополнительные передачи	i_p	-1,118	–	-1,113	–
	i_q	-0,907	–	-0,636	–
$D1$	$i_{lm}^{(n)}$	-0,925	-0,835	-1,612	-1,226
$D2$	$i_{pq}^{(o)}$	-1,792	-1,986	-1,492	-1,698

Коробки передач по структурам DDO (рис. 5), IDD (рис. 6) имеют две, а коробка $IDDO$ (рис. 7) четыре ступени, на которых включены только два элемента управления. Любой из незадействованных элементов управления также может быть включен на этих ступенях. Тогда следующая ступень при необходимости может быть заранее подготовлена до непосредственного включения. Например, в коробке передач DDO (рис. 5) при включенной 11-й ступени муфта $c6$ может быть тоже включена, тогда переход на 2-ю или 7-ю ступени может производиться выключением муфты $c3$ и включением, соответственно, $c7b$ или $c8a$. Таким образом, коробки передач структур DDO , IDD и $IDDO$ имеют дополнительные функциональные возможности.

В синтезированных коробках передач (рис. 4–7) используются простые механизмы и всего пять элементов управления, три из которых включены на каждой ступени, что снижает потери энергии в незадействованных элементах. Малое число пар зубчатых колес позволяет утверждать, что полученные коробки передач имеют высокий КПД.

Выводы

1. Для получения простых конструкций коробок передач транспортных и тяговых средств, реализующих больше 10 ступеней, предложено использовать комбинированные вально-планетарные коробки передач, состоящие из двух планетарных механизмов и передач с неподвижными осями зубчатых колес. По числу параллельных потоков передачи мощно-

сти такие схемы соединения механизмов названы трехпоточными.

2. Построены возможные структурные схемы трехпоточных вально-планетарных коробок передач в соответствии с местами расположения планетарных механизмов, входных и выходных звеньев, и проведена классификация структурных схем. Проведен анализ режимов работы трехпоточных коробок передач, и получено соотношение, определяющее максимально возможное число реализуемых ступеней. Определены схемы коробок передач, обладающих дополнительными функциональными возможностями по построению систем управления переключениями ступеней.

3. Предложена методика синтеза кинематических схем трехпоточных вально-планетарных коробок передач. С использованием этой методики получены четыре кинематических схемы трехпоточных 12- и 14-ступенчатых коробок передач, имеющие всего 5 элементов управления, отличающихся использованием простых механизмов и высоким КПД.

Исследование выполнено при поддержке гранта Российского научного фонда (проект № 17-79-10493).

Литература

- Ota H., Nozaki K., Honda A., Kinoshita M., Aoki T., Todo M., Iwase M. Toyota's World First 8-Speed Automatic Transmission for Passenger Cars // SAE Technical Paper 2007-01-1101, 2007. URL: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1101>.

2. Dong P., Liu Y., Tenberge P., Xu X. Design and analysis of a novel multi-speed automatic transmission with four degrees-of-freedom // *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 108, 2017, P. 83–96. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.10.013>.
3. Саламандра К.Б. Современные методы синтеза автоматических планетарных коробок передач // *Известия МГТУ «МАМИ»*. 2017. № 3 (33). С. 49–55.
4. Косов В.П. Вально-планетарные коробки передач с тремя степенями свободы // *Вестник Курганского государственного университета*. Серия: Технические науки. 2010. № 17. С. 34–37.
5. Альгин В.Б. Анализ, синтез и классификация структурных и кинематических схем трансмиссий с тремя степенями свободы // *Механика машин, механизмов и материалов*. 2011. № 4 (17). С. 29–36.
6. Furstner H.J. *Automatische Fahrzeuggetriebe*. Springer, Berlin, Heidelberg. 1991. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-84118-7>.
7. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. *Automotive Transmissions*. Springer, Berlin, Heidelberg. 2011. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16214-5>.
8. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Трансмиссии строительных и дорожных машин. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1974. 424 с.
9. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
10. Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П. Планетарные коробки передач. Методы выбора наиболее рациональных схем планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 с.
11. Müller H.W. *Die Umlaufgetriebe*. Konstruktionsbücher, vol 28. Springer, Berlin, Heidelberg. 1998. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-58725-2>.
12. Zhang, X. W., Li, C. T., Kum, D., Peng, H. Prius(+) and volt(-): Configuration analysis of powersplit hybrid vehicles with a single planetary gear // *IEEE Trans. Vehicular Technology*. 2012. Vol. 61. No 8. P. 3544–3552. URL: <https://doi.org/10.1109/TVT.2012.2208210>.
13. Kraynev A., Salamandra K., Raghavan M. Synthesis of the Two-Stream Transmissions // *Power Transmissions. Mechanisms and Machine Science*, vol 13. Springer, Dordrecht. 2013. P. 335-345. URL: https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_25.
14. Саламандра К.Б. Структурный анализ и синтез двухпоточных коробок передач транспортных средств // *Вестник научно-технического развития*. 2015. № 1 (89). С. 25–35. URL: <http://vntr.ru/ftpgetfile.php?id=828>.
15. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет. Л.: Машиностроение, 1975. 480 с.
16. Крайнев А.Ф., Астаhev В.К., Саламандра К.Б., Орешкин В.Е. Коробка передач: патент на изобретение № 2391588, Российская Федерация. Опубликовано 10.06.2010. Бюл. № 16.
17. Kraynev A.F., Astahev V.K. Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-Speed Transmission with Planetary and Layshaft Gears: патент на изобретение № 8360918, США. Опубликовано 29.01.2013.
18. Kraynev A.F., Astahev V.K. Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-Speed Transmission: патент на изобретение № 8360919, США. Опубликовано 29.01.2013.
19. Kraynev A.F., Astahev V.K. Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-Speed Transmission with Eight Torque-Transmitting Mechanisms: патент на изобретение № 8398524, США. Опубликовано 19.03.2013.
20. Salamandra K.B., Orashkin V.E., Raghavan M. Transmission with Mixed Planetary Layshaft Structure: патент на изобретение № 8439787, США. Опубликовано 14.05.2013.
21. Matthes, B. Dual Clutch Transmissions – Lessons Learned and Future Potential // *SAE Technical Paper 2005-01-1021*, 2005. URL: <https://doi.org/10.4271/2005-01-1021>.
22. Саламандра К.Б. Параметрический синтез двухпоточных многоскоростных передач // *Справочник. Инженерный журнал*. 2009. № 9. С. 12–18.

References

1. Ota H., Nozaki K., Honda A., Kinoshita M., Aoki T., Todo M., Iwase M. Toyota's World First 8-Speed Automatic Transmission for Passenger Cars. *SAE Technical Paper 2007-01-1101*, 2007. URL: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1101>.
2. Dong P., Liu Y., Tenberge P., Xu X. Design and analysis of a novel multi-speed automatic transmission with four degrees-of-freedom. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 108, 2017, P. 83–96. URL: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.10.013>.
3. Salamandra K.B. Modern methods of synthesis of automatic planetary gearboxes. *Izvestiya MG TU «MA MI»*. 2017. No 3 (33), pp. 49–55 (in Russ.).
4. Kosov V.P. Planetary gearbox with three degrees of freedom. *Vestnik Kurganskogo gosudarstvennogo universiteta*. Seriya: Tekhnicheskie nauki. 2010. No 17, pp. 34–37 (in Russ.).

5. Al'gin V.B. Analysis, synthesis and classification of structural and kinematic schemes of transmissions with three degrees of freedom. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov*. 2011. No 4(17), pp. 29–36 (in Russ.).
6. Firster H.J. *Automatische Fahrzeuggetriebe*. Springer, Berlin, Heidelberg. 1991. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-84118-7>.
7. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. *Automotive Transmissions*. Springer, Berlin, Heidelberg. 2011. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16214-5>.
8. Volkov D.P., Kraynev A.F. *Transmissii stroitel'nykh i dorozhnykh mashin. Spravochnoe posobie [Transmission of construction and road machinery. Handbook]*. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1974, 424 p.
9. Sharipov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov [Designing and calculation of the tractors]*. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
10. Sharipov V.M., Krumbol'dt L.N., Marinkin A.P. *Planetarnye korobki peredach. Metody vybora naibolee ratsional'nykh skhem planetarnykh korobok peredach transportnykh i tyagovykh mashin [Planetary gearboxes. Methods for selecting the most rational schemes for planetary gearboxes for transport and traction machines]*. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 p.
11. Müller H.W. *Die Umlaufgetriebe. Konstruktionsbücher*, vol 28. Springer, Berlin, Heidelberg. 1998. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-58725-2>.
12. Zhang, X. W., Li, C. T., Kum, D., Peng, H. Prius(+) and volt(-): Configuration analysis of power-split hybrid vehicles with a single planetary gear. *IEEE Trans. Vehicular Technology*. 2012. Vol. 61. No 8. P. 3544–3552. URL: <https://doi.org/10.1109/TVT.2012.2208210>.
13. Kraynev A., Salamandra K., Raghavan M. Synthesis of the Two-Stream Transmissions. *Power Transmissions. Mechanisms and Machine Science*, vol 13. Springer, Dordrecht. 2013. P. 335–345. URL: https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_25.
14. Salamandra K.B. Structural analysis and synthesis of double-flow transmissions of vehicles. *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya*. 2015. No 1(89), pp. 25–35 (in Russ.). URL: <http://vntr.ru/ftpgetfile.php?id=828>.
15. Antonov A.S. *Silovye peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin. Teoriya i raschet [Power transmission of wheeled and caterpillar vehicles. Theory and calculation]*. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1975. 480 p.
16. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Oreshkin V.E. *Korobka peredach [Gearbox]: patent na izobretenie No 2391588, Rossiyskaya Federatsiya*. Opublikovano 10.06.2010. Byul. No 16.
17. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. *Multi-Speed Transmission with Planetary and Layshaft Gears [Многоскоростная трансмиссия с планетарными передачами и промежуточными валом]: patent na izobretenie No 8360918, SShA*. Opublikovano 29.01.2013.
18. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. *Multi-Speed Transmission [Многоскоростная трансмиссия]: patent na izobretenie No 8360919, SShA*. Opublikovano 29.01.2013.
19. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. *Multi-Speed Transmission with Eight Torque-Transmitting Mechanisms [Многоскоростная трансмиссия с восемью механизмами передачи крутящего момента]: patent na izobretenie No 8398524, SShA*. Opublikovano 19.03.2013.
20. Salamandra K.B., Oreshkin V.E., Raghavan M. *Transmission with Mixed Planetary Layshaft Structure [Трансмиссия с смешанной планетарной структурой]: patent na izobretenie No 8439787, SShA*. Opublikovano 14.05.2013.
21. Matthes, B. *Dual Clutch Transmissions – Lessons Learned and Future Potential*. SAE Technical Paper 2005-01-1021, 2005. URL: <https://doi.org/10.4271/2005-01-1021>.
22. Salamandra K.B. Parametric synthesis of double-glow multispeed transmissions. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*. 2009. No 9, pp. 12–18 (in Russ.).

ВЕРОЯТНОСТНО-СТАТИСТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ДОПУСКОВ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ С ГАЗОТУРБИНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

PROBABILISTIC-STATISTICAL METHOD FOR DETERMINING ERGONOMIC TOLERANCES OF MACHINE-TRACTOR UNITS WITH A GAS-TURBINE ENGINE

В.С. ШКРАБАК¹, д.т.н.
Н.И. ДЖАББОРОВ², д.т.н.

¹ Санкт-Петербургский государственный аграрный университет, Санкт-Петербург, Россия,
v.shkrabak@mail.ru

² ФГБНУ «Институт агроинженерных и экологических проблем сельскохозяйственного производства», Санкт-Петербург, Россия, nozimjon-59@mail.ru

V.S. SHKRABAK¹, DSc in Engineering,
N.I. DZHABBOROV², DSc in Engineering

¹ Saint-Petersburg state agrarian university, St. Petersburg, Russian Federation, v.shkrabak@mail.ru

² The Federal State Budgetary Scientific Institution the «Institute for agroengineering and environmental problems in agricultural production», St. Petersburg, Russian Federation, nozimjon-59@mail.ru

Обоснование и использование допусков на эргономические параметры обеспечивает безопасность и улучшает условия и охрану труда операторов машинно-тракторных агрегатов. Предметом исследования является разработка математических моделей для определения эргономических параметров машинно-тракторных агрегатов с газотурбинными двигателями. Целью исследований является разработка вероятностно-статистического метода определения эргономических допусков машинно-тракторных агрегатов, оснащенных газотурбинными двигателями. Новизна исследований заключается в разработанных математических моделях и алгоритме расчета допусков на эргономические параметры машинно-тракторных агрегатов с газотурбинными двигателями. Предложенный метод разработан на основе системного анализа и методах сбора и обработки информации, математического моделирования. При этом также использовались государственные стандарты ГОСТ 26387-8, ГОСТ Р ИСО 15005-2012, ГОСТ Р ИСО 15534-1-2009. Эргономические параметры машинно-тракторных агрегатов разделены на следующие основные группы: антропометрические, гигиенические, физиологические и психологические. В качестве основных количественных характеристик допусков на эргономические параметры машинно-тракторных агрегатов определены: установочные допуски на уровень настройки, установочные допуски на точность настройки и контрольные допуски. Предложенный метод и алгоритм расчета позволяют с вероятностью 0,95 прогнозировать оптимальные значения эргономических допусков машинно-тракторных агрегатов. В качестве примера в статье приведены примеры расчета допусков температуры на рабочем месте механизатора машинно-тракторного агрегата с газотурбинным двигателем ГТД-350Т. Установлено, что оптимальное значение установочного допуска на уровень настройки температуры на рабочем месте механизатора равно 20 ± 1 °С, а установочного допуска на точность настройки – $\pm 0,7$ °С. Установленные эргономические допуски и вероятностно-статистический метод их определения предназначены для обоснования, непрерывного контроля и оценки эргономических параметров, обеспечивающих безопасность и улучшение условий и охраны труда оператора машинно-тракторных агрегатов с газотурбинным двигателем. Предложенный вероятностно-статистический метод обеспечивает определение и оптимизацию эргономических параметров машинно-тракторных агрегатов с газотурбинным двигателем с учетом вероятностного характера их изменения в конкретных условиях их эксплуатации.

Ключевые слова: эргономические параметры, эргономический допуск, машинно-тракторный агрегат, газотурбинный двигатель.

The justification and usage of tolerances for ergonomic parameters ensure safety and improve the conditions and safety of operators of machine-tractor units. The subject of the investigation is a development of the mathematical models for a determination of the ergonomic parameters of machine-tractor units with gas-turbine engines. The aim of the investigations is a development of the probabilistic-statistical method for a determination of the ergonomic tolerances of machine-tractor units equipped with gas turbine engines. The novelty of the researches consists in the developed mathematical models and algorithm for a calculation of the tolerances for ergonomic parameters of machine-tractor units with gas-turbine engines. The proposed method is developed on the basis of systems analysis and methods of collecting and processing information, mathematical modeling. At the same time, state standards GOST 26387-8, GOST R ISO 15005-2012, GOST R ISO 15534-1-2009 were also used. Ergonomic parameters of machine-tractor units are divided into the following basic groups: anthropometric, hygienic, physiological and psychological. As the main quantitative characteristics of the tolerances for ergonomic parameters of machine-tractor units, the following are defined: adjusting tolerances for the level of adjustment, adjusting tolerances for the accuracy of adjustment and control tolerances. The proposed method and algorithm for a calculation allow to predict the optimal values of

ergonomic tolerances of machine-tractor units with a probability of 0,95. As an example in the article, the examples of calculating the temperature tolerances at the mechanic workplace of the machine-tractor unit with a gas-turbine engine GTD-350T are given. It is established that the optimum values of the adjusting tolerance for the level of the temperature setting at the mechanic workplace are equal to 20 ± 1 °C, and the adjusting tolerance for the accuracy of the adjustment is $\pm 0,7$ °C. The established ergonomic tolerances and the probabilistic-statistical method for their determination are intended for a justification, continuous control and ergonomic parameters assessments that ensure the safety and improvement of the conditions and labor protection of the operator of machine-tractor units with a gas turbine engine. The proposed probabilistic-statistical method provides the definition and optimization of ergonomic parameters of machine-tractor units with a gas turbine engine, taking into account the probabilistic character of their changes under specific conditions of their operation.

Keywords: ergonomic parameters, ergonomic tolerance, machine-tractor unit, gas-turbine engine.

Введение

Машинно-тракторные агрегаты (МТА) в эксплуатационных условиях подвергаются непрерывно изменяющимся внешним воздействиям [1].

Эффективное использование МТА зависит от установленных оптимальных скоростных и нагрузочных режимов их работы с учетом вероятностного характера внешних воздействий.

Наряду с совершенствованием поршневых двигателей отечественными и зарубежными учеными ведутся исследования по эффективности применения на тракторах сельскохозяйственного назначения газотурбинных двигателей (ГТД).

Оценке эффективности применения ГТД на тракторах сельскохозяйственного назначения посвящены работы профессоров Н.С. Ждановского, А.В. Николаенко, В.С. Шкрабака, Л.Е. Агеева, А.В. Соминича, Н.И. Джабборова и других ученых [2–7].

Анализ показывает, что ГТД лучше, чем поршневые двигатели, приспособлены к условиям неустановившихся режимов работы. Применение ГТД на тракторах позволяет значительно снизить их удельную металлоемкость.

На целесообразность использования ГТД на тракторах указывают комплекс их преимуществ по сравнению с поршневыми двигателями, таких как легкий пуск при низких температурах, сокращение трудоемкости технического обслуживания, снижение стоимости капитального ремонта, меньшие значения массы и габаритных размеров.

Анализ исследований показывает, что недостаточно изучены вопросы обоснования эргономических параметров и их влияния на показатели эффективности функционирования МТА с газотурбинными двигателями.

Существенное влияние на эффективность работы МТА и качество выполнения технологических процессов оказывают эргономические параметры.

Эргономические параметры позволяют оценить приспособленность рабочего места оператора и в целом МТА для наиболее безопасного и эффективного труда исходя из физических и психофизиологических особенностей человеческого организма.

Основными факторами, влияющими на условия труда механизатора-оператора МТА, являются микроклимат, состояние воздушной среды и уровень шума в кабине трактора.

Эти показатели оценивают по температуре, влажности и другим параметрам.

Результаты наших исследований по оценке микроклимата в кабине тракторов показывают, что они являются не всегда удовлетворительными по температуре воздуха и неудовлетворительными по влажности воздуха.

Установлено, что превышение температуры воздуха в кабине по отношению к наружной составляет $4...6$ °C, при этом величина уровня шума превышает допустимые значения на $3...5$ дБ.

Как показывают наши исследования, фактические условия труда механизаторов существенно отличаются от принятых норм. Превышение нормируемых эргономических параметров приводит к преждевременной усталости операторов МТА и снижению производительности труда. При длительной работе в подобных условиях, можно сказать, повышенной опасности для здоровья, увеличивается риск преждевременного приобретения профессиональной заболеваемости.

Результаты настоящих исследований должны учитываться при разработке требований охраны труда к перспективным энергонасыщенным тракторам с газотурбинными и другими типами двигателей.

Таким образом, особую актуальность представляет проблема обоснования оптимальных и допускаемых значений эргономических параметров МТА.

В связи с этим возникла необходимость в разработке вероятностно-статистического метода определения допустимых значений эргономических параметров (или эргономические допуски) МТА с ГТД.

Цель исследования

Целью исследований является разработка вероятностно-статистического метода определения эргономических допусков машинно-тракторных агрегатов (МТА), оснащенных тракторными газотурбинными двигателями. Эргономические допуски предназначены для непрерывного контроля и оценки эргономических параметров, обеспечивающих безопасность и улучшение условий и охраны труда оператора МТА.

Материалы, методы исследования и обсуждение результатов

Предложенный метод разработан на основе системного анализа и методах сбора и обработки информации, математического моделирования. При этом также использовались действующие государственные стандарты ГОСТ 26387-84 «Система "Человек – машина", ГОСТ Р ИСО 15005-2012 «Эргономика транспортных средств. Эргономические аспекты информационно-управляющей системы транспортного средства. Принципы управления диалогом и процедуры проверки соответствия», ГОСТ Р ИСО 15534-1-2009 «Эргономическое проектирование машин для обеспечения безопасности. Часть 1. Принципы определения размеров проемов и доступа всего тела человека внутри машины, исходные эргономические требования и эргономического обеспечения».

Эргономические параметры МТА делятся на следующие основные группы: антропометрические, гигиенические, физиологические и психологические.

Номенклатура эргономических параметров МТА в основном определяются нормативно-технической документацией, в том числе и государственными стандартами, приведенными в разделе «Материалы и методы» настоящей статьи.

Основными количественными характеристиками допусков на эргономические параметры МТА (или эргономические допуски) являются: установочные допуски на уровень настройки, установочные допуски на точность настройки и контрольные допуски (рис. 1).

Установочный допуск, $\Delta_{\bar{y}}$ на уровень настройки, основанный на сравнении среднего значения \bar{Y} с номинальным значением Y_n эргономического параметра, определяет уровень настройки МТА по данному параметру. Установочный допуск $\Delta_{\bar{y}}$ является основным при оценке стабильности эргономических параметров МТА в процессе их использования при выполнении технологических процессов.

Установочный допуск Δ_{σ_y} на точность настройки МТА по эргономическому параметру представляет собой разность между фактическим σ_y и фиксированным (заданным) σ_{yn} значениями средних квадратических отклонений. Установочный допуск Δ_{σ_y} учитывает точность настройки МТА по эргономическому параметру.

Контрольный допуск $\Delta\bar{Y}$ (или поле допуска) устанавливает ограничения на неравномерность изменения эргономических параметров и может быть односторонним или двусторонним, в зависимости от закономерности их изменения.

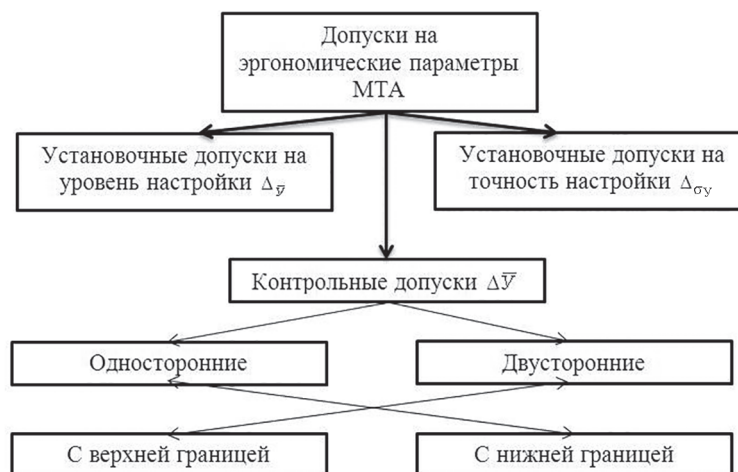


Рис. 1. Классификация допусков на эргономические параметры МТА по назначению

1. Установочный допуск $\Delta_{\bar{y}}$ на уровень настройки по эргономическому параметру МТА с ГТД представляет собой алгебраическую разность:

$$\Delta_{\bar{y}} = |Y_H - \bar{Y}|, \quad (1)$$

где Y_H , \bar{Y} – номинальное (базовое) и выборочное среднее значения эргономического параметра МТА с ГТД.

Установочный допуск $\Delta_{\bar{y}}$ определяет уровень настройки МТА с ГТД по контролируемому эргономическому параметру и характеризует его степень реализации в конкретных эксплуатационных условиях.

2. Установочный допуск Δ_{σ_y} на точность настройки МТА с ГТД по эргономическому параметру определяется по формуле:

$$\Delta_{\sigma_y} = |\sigma_{yH} - S_y|, \quad (2)$$

где σ_{yH} , S_y – номинальное (базовое) и выборочные значения среднего квадратического отклонения эргономического параметра МТА с ГТД.

3. Контрольный допуск $\Delta\bar{Y}$ (поле допуска) определяется из выражения:

– односторонний:

$$L_{B,H} = \bar{Y} \pm \Delta_{\bar{y}}; \quad (3)$$

– двусторонний:

$$\Delta\bar{Y} = 0,5(L_B - L_H) = |K \cdot S_y|, \quad (4)$$

где L_B , L_H – верхняя и нижняя предельные границы эргономического допуска; $\Delta_{\bar{y}}$ – установочный допуск на уровень настройки МТА с ГТД по эргономическому параметру.

В расчетах установочных допусков применяется метод доверительных границ [1], а при определении контрольных допусков – метод толерантных пределов, в которых помещается заданная часть признака или доля всей совокупности значений эргономического параметра $\bar{P}_\Delta = (1 - q)100\%$ с вероятностью γ , где q – доля значений параметра вне зоны допуска $\Delta\bar{Y}$.

С учетом выражений (1)–(4) допуски на эргономические параметры МТА определяются по формулам, приведенным ниже.

1. Установочный допуск $\Delta_{\bar{y}}$ на уровень настройки:

– односторонний допуск при $n > 30$:

$$\Delta_{\bar{y}} \leq U_\gamma S_y / \sqrt{n};$$

– двусторонний допуск при $n < 30$:

$$\Delta_{\bar{y}} = U_{0,5(1+\gamma)} S_y / \sqrt{n}, \quad (5)$$

где U_γ , $U_{0,5(1+\gamma)}$ – квантили нормального закона распределения, определяемые по таблицам справочной литературы [8]; n – объем выборки.

По выборочным данным при определении уровня температуры на рабочем месте механизатора (оператора МТА):

$$\bar{Y} = 20 \text{ }^\circ\text{C}; S_y = 3,6 \text{ }^\circ\text{C}; n = 50; \gamma = 0,95$$

из формулы (5) находим:

$$\begin{aligned} \Delta_{\bar{y}} &= U_{0,5(1+\gamma)} \cdot S_y / \sqrt{n} = \\ &= \pm 1,96 \cdot 3,6 \cdot 50^{-1/2} = \pm 1,0 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

или $\Delta_{\bar{y}} = 20 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$.

2. Установочный допуск Δ_{σ_y} на точность настройки:

– односторонний при $n > 30$:

$$\Delta_{\sigma_y} \leq U_\gamma S_y [2(n-1)]^{-1/2};$$

– двусторонний допуск при $n < 30$:

$$\Delta_{\sigma_y} = \pm U_{0,5(1+\gamma)} S_y [2(n-1)]^{-1/2}, \quad (6)$$

где γ – доверительная вероятность.

Для предыдущего примера из формулы (6) находим:

$$\begin{aligned} \Delta_{\sigma_y} &= \pm U_{0,5(1+\gamma)} \cdot S_y [2(n-1)]^{-1/2} = \\ &= \pm 1,96 \cdot 3,6 \cdot 98^{-1/2} = \pm 0,7 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

3. Контрольный допуск $\Delta\bar{Y}$:

– односторонний:

нижняя граница:

$$L_H = \bar{Y} - K_\gamma S_y;$$

верхняя граница:

$$L_B = \bar{Y} + K_\gamma S_y;$$

– двусторонний:

$$\pm \Delta\bar{Y} = \bar{Y} \pm K_\gamma S_y, \quad (7)$$

где K_γ – коэффициент, определяемый при фиксированных значениях γ , n и \bar{P}_Δ .

При $\bar{P}_\Delta = 0,95$ из формулы (7) получаем:

$$\pm \Delta\bar{Y} = \bar{Y} \pm K_\gamma \cdot S_y = 20 \pm 2,379 \cdot 3,6 = 20 \pm 8,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

или $\pm 0,43\bar{Y}$, то есть с вероятностью 0,95 значений параметра, а 5% – превышение зоны допуска.

Оптимальные значения допусков эргономических параметров, соответствующие эффективному функционированию МТА с ГТД, рассчитываются по формулам:

– установочный допуск на уровень настройки:

$$\Delta_{\bar{y}}^* = |Y_H - \bar{Y}^*|;$$

– установочный допуск на точность настройки:

$$\Delta_{\sigma_y}^* = |\sigma_{yH} - S_y^*| = S_y^*;$$

– контрольный допуск:

$$\pm \Delta^* \bar{Y} = \bar{Y}^* \pm K_y^* S_y^*,$$

где $\Delta \bar{Y}^*$ – экстремальное (оптимальное) значение эргономического параметра МТА с ГТД; S_y^* – экстремальное (минимальное) значение среднего квадратического отклонения эргономического параметра МТА с ГТД.

В качестве основных критериев оптимизации допусков на эргономические параметры МТА можно рассматривать регламентированные государственными стандартами уровни эргономических параметров: допускаемый уровень безвредности, требуемый уровень комфорта на рабочем месте оператора МТА, минимальный уровень токсичности, вибрации, шума, запыленности и т.д. [9–11].

Выводы

1. Апробированная система допусков на агротехнические и энергетические параметры, а также технико-экономические показатели средств механизации показывает, что строгое их соблюдение гарантирует эффективное и качественное функционирование МТА.

2. Предложенный метод обеспечивает определение и оптимизацию эргономических параметров МТА с ГТД с учетом вероятностного характера их изменения в конкретных условиях их эксплуатации. Эргономические допуски представляют диапазон изменения эргономических параметров, при котором обеспечивается безопасный и эффективный труд оператора МТА.

Литература

- Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. Л.: Колос, 1978. 296 с.
- Агеев Л.Е., Шкрабак В.С., Моргулис-Якушев В.Ю. Сверхмощные тракторы сельскохозяйственного назначения. Л.: Агропромиздат, 1986. 415 с.
- Ждановский Н.С., Николаенко А.В., Шкрабак В.С. Режимы работы двигателей энергонасыщенных тракторов. Л.: Машиностроение, 1981. 240 с.
- Шкрабак В.С., Джабборов Н.И. Эффективность применения газотурбинных двигателей на тракторах сельскохозяйственного назначения // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 10. С. 46–48.
- Шкрабак В.С., Джабборов Н.И., Шкрабак Р.В., Федькин Д.С. Сравнительная оценка энергетической эффективности пахотных агрегатов на базе тракторов с дизельным и газотурбинным двигателями // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 2. С. 44–46.
- Шкрабак В.С., Джабборов Н.И., Федькин Д.С., Шкрабак Р.В. Влияние случайной нагрузки на эффективную мощность газотурбинного и дизельного двигателей в составе почвообрабатывающих агрегатов // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 6. С. 17–21.
- Шкрабак В.С., Джабборов Н.И. Методика определения вероятностных оценок удельного расхода топлива газотурбинного двигателя в составе пахотного агрегата // Известия МГТУ «МАМИ». 2017. № 1 (31). С. 72–77.
- Шор Я. Б., Кузьмин Ф.И. Таблицы для анализа и контроля надежности. М.: Советское радио, 1968. 268 с.
- Степанов И.С., Евграфов А.Н., Карунин А.Л., Ломакин В.В., Шарипов В.М. Основы эргономики и дизайна автомобилей и тракторов / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Издательский центр «Академия», 2005. 256 с.
- Степанов И.С., Евграфов А.Н., Карунин А.Л., Ломакин В.В., Шарипов В.М. Автомобили и тракторы. Основы эргономики и дизайна / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 230 с.
- Шарипов В.М. Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Климатическая комфортабельность колесных и гусеничных машин. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. 197 с.

References

- Ageev L.E. Osnovy rascheta optimal'nykh i dopuskamykh rezhimov raboty mashinno-traktornykh agregatov [Basics of the calculation of optimal and acceptable modes of operation of machine-tractor units]. Leningrad: Kolos Publ., 1978. 296 p.
- Ageev L.E., Shkrabak V.S., Morgulis-Yakushev V.Yu. Sverkhmoshchnye traktory sel'skokhozyaystvennogo naznacheniya [Heavy-duty agricultural tractors]. Leningrad: Agropromizdat Publ., 1986. 415 p.
- Zhdanovskiy N.S., Nikolaenko A.V., Shkrabak V.S. Rezhimy raboty dvigateley energonasyshchennykh traktorov [Modes of operation of energy-saturated tractors engines]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1981. 240 p.
- Shkrabak V.S., Dzhabborov N.I. Efficiency of application of gas turbine engines on the agricultural

- tractors. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015. No 10, pp. 46–48 (in Russ.).
5. Shkrabak V.S., Dzhabborov N.I., Shkrabak R.V., Fed'kin D.S. Comparative assessment of the energy efficiency of tillable units based on tractors with diesel and gas turbine engines. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2016. No 2, pp. 44–46 (in Russ.).
 6. Shkrabak V.S., Dzhabborov N.I., Fed'kin D.S., Shkrabak R.V. Influence of a random load on the effective power of gas turbine and diesel engines in the composition of tillage units. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2016. No 6, pp. 17–21 (in Russ.).
 7. Shkrabak V.S., Dzhabborov N.I. A method of determination of the probabilistic estimates of the specific fuel consumption of a gas turbine engine as a part of tillage unit. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2017. No 1 (31), pp. 72–77 (in Russ.).
 8. Shor Ya. B., Kuz'min F.I. *Tablitsy dlya analiza i kontrolya nadezhnosti* [Tables for analysis and control of reliability]. Moscow: Sovetskoe radio Publ., 1968. 268 p.
 9. Stepanov I.S., Evgrafov A.N., Karunin A.L., Lomakin V.V., Sharipov V.M. *Osnovy ergonomiki i dizayna avtomobiley i traktorov* [Basics of ergonomics and design of automobiles and tractors]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Izdatel'skiy tsentr «Akademiya» Publ., 2005. 256 p.
 10. Stepanov I.S., Evgrafov A.N., Karunin A.L., Lomakin V.V., Sharipov V.M. *Avtomobili i traktory. Osnovy ergonomiki i dizayna* [Automobiles and tractors. Basics of ergonomics and design]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: MGTU «MAMI» Publ., 2002. 230 p.
 11. Sharipov V.M., Mikhaylov V.A., Sharipova N.N. *Klimaticheskaya komfortabel'nost' kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Climatic comfort of wheeled and caterpillar vehicles]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. 197 p.

ВЛИЯНИЕ МОДИФИКАТОРОВ НА СОХРАНЯЕМОСТЬ РЕЗИНОТЕХНИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

THE INFLUENCE OF MODIFIERS ON THE CONSERVATION OF RUBBER PRODUCTS OF AGRICULTURAL MACHINERY

Т.В. МЕЛЬКУМОВА

Рязанский государственный агротехнологический университет, Рязань, Россия, taaaaaa2007@yandex.ru

T.V. MEL'KUMOVA

Ryazan state agrotechnological university, Ryazan, Russian Federation taaaaaa2007@yandex.ru

Целью исследования является определение эффективности применения различных модификаторов для повышения устойчивости резинотехнических изделий к воздействию озона, содержащегося в воздухе, при длительном хранении сельскохозяйственной техники на открытых площадках в межсезонный период. Задачей исследования является определение защитных свойств модификаторов резины в условиях разрушительного воздействия озона. Экспериментальные исследования проводились в озонной камере OMS-1 с использованием стандартных методик. Озонное старение проводилось последовательно в три этапа, соответственно, при растяжении образцов на 20, 30, 50 %, продолжительность каждого этапа эксперимента составляла 6 часов. После каждого этапа испытаний осуществлялся визуальный осмотр образцов. Способность деформированного образца сопротивляться разрушающему воздействию озона определялась по времени появления на поверхности образца первых трещин, видимых невооруженным глазом. Результаты полученных в ходе проведения эксперимента данных показали, что введение в резину марки НО-68-1Б-1 (из каучука БНКС-18А) модификаторов «Кубовые остатки спиртов-теломеров» и «Фторпарафины» уже на первом этапе испытаний приводит к появлению сплошной сетки мелких трещин на поверхности образцов. На образцах из этой резины, подвергнутых поверхностному фторированию на последнем этапе испытаний, появляется множество краевых трещин длиной до 11 мм и глубиной до 1 мм. На образцах из резины марки 26-82-4 (из каучука СКЭПТ-50) появляются точечные трещины, причем модификация этой резины составом «Кубовые остатки спиртов-теломеров» ускоряет данный процесс. Опытные образцы из резины ИР-5-1, как модифицированные, так и подвергнутые поверхностному фторированию, выдержали испытание на озонное старение без следов разрушения. Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод о необходимости разработки новых защитных составов, исключающих разрушение резинотехнических изделий сельскохозяйственной техники в процессе длительного хранения на открытых площадках.

Ключевые слова: хранение, модификатор, резинотехническое изделие, сельскохозяйственная техника.

The purpose of the research is to determine the efficiency of various modifiers for increasing the resistance of rubber products to the effects of ozone contained in the air, under a long-term storage of agricultural machinery in open areas during the off-season. The task of the research is to determine the protective properties of rubber modifiers under the conditions of the destructive effect of ozone. Experimental investigations were carried out in the ozone chamber OMS-1 using standard techniques. Ozone aging was carried out consistently in three stages respectively with stretching samples at 20, 30, 50 %, the duration of each stage of the experiment – 6 hours. After each stage of the tests, visual inspection of the samples was carried out. The ability of a deformed sample to resist the destructive effect of ozone was determined by the time of appearance of the first cracks visible to the naked eye on the surface of the sample. The results of the data obtained during the experiment showed that the introduction of the modifiers «Stillage bottoms of telomeric alcohols» and «Fluorine paraffins» into the rubber of the brand NO-68-1B-1 (from BNKS-18A rubber) already at the first stage of testing leads to the appearance of a continuous mesh small cracks on the samples surface. On samples from this rubber, subjected to surface fluoridation at the last stage of the test, a number of edge cracks up to 11 mm in length and up to 1 mm deep are appeared. On samples from the rubber of grade 26-82-4 (from SKEPT-50 rubber), the pointed cracks appear on rubber samples, and the modification of this rubber with the composition «Stillage bottoms of telomeric alcohols» accelerates this process. The experimental samples of rubber IR-5-1, as modified and as subjected to surface fluorination, have withstood the ozone aging test without traces of destruction. The results of the conducted studies allow us to conclude that it is necessary to develop new protective compositions that exclude the destruction of rubber technical products of agricultural machinery during long-term storage in open areas.

Keywords: storage, modifier, rubber product, agricultural machinery.

Введение

Современный уровень технического оснащения сельскохозяйственного производства предъявляет новые требования к обеспечению сохранности техники в межсезонный период [1]. Вопросы подготовки сельскохозяйственных машин к хранению рассматриваются в научных публикациях многих авторов: А.М. Басова [2], Ю.В. Десятова [3], М.Б. Латышенка [4–6], В.В. Терентьева [7–9], А.В. Шемякина [10–13] и других ученых.

В процессе длительного хранения резинотехнических изделий на открытых площадках под действием световой радиации и озона воздуха происходит «старение» резины, значительно изменяются ее физико-механические свойства, особенно жесткостные характеристики и прочностные [14, 15].

Проведенные научные исследования показали, что для повышения надежности резинотехнических изделий сельскохозяйственных машин необходимо определить группы факторов, которые действуют на резиновые элементы техники в зависимости от условий их работы. В резинотехнических изделиях разрушительные изменения могут быть вызваны длительным тепловым воздействием, диффузией неагрессивных веществ в полимерный материал. Немаловажную роль в этом играет продолжительность действия того или иного фактора, либо их совокупность.

При химическом воздействии происходит изменение химического состава или строения полимерного материала. В результате взаимодействия развиваются реакции окисления, структурирования и деструкции. Скорость, направление, глубина перечисленных превращений в значительной степени определяются скоростью и амплитудой колебаний температуры, концентрацией реагирующих компонентов и продолжительностью воздействия.

Важным фактором старения резинотехнических изделий сельскохозяйственных машин является действие кислорода и озона, находящихся в воздухе. Действие кислорода и озона в значительной степени ускоряется солнечными излучениями и некоторыми химическими соединениями, особенно солями меди и марганца. Влияние состава атмосферы определяется наличием в ней химически активных веществ. Атмосфера Рязанской области характеризуется содержанием сернистого ангидрида не более $0,02 \text{ мг/м}^3$ воздуха, хлоридов – не более

$0,3 \text{ мг/м}^3$ сут. Кроме того, в атмосфере Рязанской области содержится ощутимое количество твердых частиц (зола, песок, пыль). Действие указанных веществ усиливает содержащаяся в воздухе влага. Исследования влияния влажности воздуха на разрушение резинотехнических изделий сельскохозяйственных машин в атмосфере показали, что процесс «старения» активизируется при влажности более 70 %.

Цель исследования

Целью исследования является изучение влияния модификаторов на сохраняемость резинотехнических изделий сельскохозяйственной техники.

Экспериментальная часть

Сотрудниками Рязанского ГАТУ были проведены исследования резинотехнических изделий на озоностойкость. Озонное старение проводилось в озонной камере OMS-1 (рис. 1) последовательно в три этапа, соответственно, при растяжении образцов на 20, 30, 50 %, продолжительность каждого этапа эксперимента составляла 6 ч.

Было исследовано также влияние модификации резиновых смесей на устойчивость к озонному старению. Образцы для испытаний на озонное старение изготавливались в виде лопаток по ГОСТ 270 (табл. 1).



Рис. 1. Озонная камера OMS-1

Таблица 1

Испытываемые образцы резины на озоностойкость

Шифр	Марка резины	Модификатор, введенный в резину	Фторирование поверхности образцов
1	НО-68-1Б-1 (БНКС-18А)	без модификатора	–
2			фторированные
3		модификатор «Кубовые остатки спиртов-теломеров»	–
4			фторированные
5		модификатор «Фторпарафины»	–
6			фторированные
7	26-82-4 (СКЭПТ-50)	без модификатора	–
8			фторированные
9		модификатор «Кубовые остатки спиртов-теломеров»	–
10			фторированные
11	ИР-5-1 (СКЭПТ-50)	без модификатора	–
12			фторированные
13		модификатор «Кубовые остатки спиртов-теломеров»	–
14			фторированные
15		модификатор «Фторпарафины»	–
16			фторированные

После каждого этапа испытаний осуществлялся визуальный осмотр образцов. Способность деформированного образца сопротивляться разрушающему воздействию озона определялась по времени появления на поверхности образца первых трещин, видимых невооруженным глазом.

Выемка рамок из камеры проводилась последовательно через равные промежутки времени. Извлеченные из камеры рамки с образцами помещались в герметичные чехлы. Микрофотографирование образцов, прошедших испытания, проводилось без съема их с рамок.

При микрофотографировании наружной поверхности образцов определялись:

- максимальная и минимальная ширина трещин;
- количество трещин, пересекаемых осевой линией, проводимой посередине рабочего участка вдоль образующей образца.

По фотографиям боковых срезов рабочего участка образцов измерялась глубина трещин в резине. Измерение геометрических размеров трещин проводилось с учетом их увеличения в процессе фотографирования. Результаты осмотра образцов представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты визуального осмотра образцов после каждого этапа испытаний в озонной камере

Шифр	Время появления на поверхности образца первых трещин, ч	Результаты визуального осмотра образцов		
		после 1-го этапа	после 2-го этапа	после 3-го этапа
1	10,0	трещин нет	множество микротрещин по краям	
2	7,0		мелкие трещины по краям	множество трещин по краям длиной до 11 мм и глубиной до 1 мм
3	0,5	сетка мелких трещин	единичные микротрещины по краям	

Окончание таблицы 2

Шифр	Время появления на поверхности образца первых трещин, ч	Результаты визуального осмотра образцов		
		после 1-го этапа	после 2-го этапа	после 3-го этапа
4	6,0	трещин нет	микротрещины по краям	множество трещин по краям длиной до 11 мм и глубиной до 1 мм
5	0,5	точечные трещины по всей поверхности		единичные трещины по краям
6	6,0	трещин нет		трещины по краям длиной до 11 мм и глубиной до 1 мм
7	7,0		точечные трещины	
8	9,0			
9	0,5			
10	1,0	точечные трещины	точечные трещины	
11	–	трещин нет		
12	–			
13	–	трещин нет		
14	–			
15	–			
16	–			

Заключение

Анализ результатов испытаний образцов резинотехнических изделий на устойчивость к озонному старению показал, что введение в резину марки НО-68-1Б-1 (из каучука БНКС-18А) модификаторов «Кубовые остатки спиртов-теломеров» и «Фторпарафины» уже на первом этапе испытаний приводит к появлению сплошной сетки мелких трещин на поверхности образцов (образцы № 3 и 5). Следует отметить, что на образцах из этой резины, подвергнутых поверхностному фторированию на последнем этапе испытаний, появляется множество краевых трещин длиной до 11 мм и глубиной до 1 мм (образцы № 2, 4 и 6).

На образцах из резины марки 26-82-4 (из каучука СКЭПТ-50) появляются точечные трещины (образцы № 7–10), причем модификация этой резины составом «Кубовые остатки спиртов-теломеров» ускоряет данный процесс (образцы № 9 и 10).

Опытные образцы из резины ИР-5-1 (образцы № 13–16), как модифицированные, так и подвергнутые поверхностному фторированию, выдержали испытание на озонное «старение» без следов разрушения.

По результатам испытаний можно сделать вывод о том, что введение модификаторов в резину не однозначно сказывается на ее устойчивости к озонному разрушению. Следова-

тельно, для повышения данного показателя необходима разработка новых современных защитных составов, позволяющих исключить «старение» резинотехнических изделий в процессе хранения.

Литература

1. Бышов Н.В., Борычев С.Н., Кокорев Г.Д., Латышенок М.Б., Рембалович Г.К., Успенский И.А., Терентьев В.В., Шемякин А.В. Повышение эффективности очистки и мойки сельскохозяйственных машин. Рязань: Рязанский государственный агротехнический университет, 2016. 102 с.
2. Баусов А.М., Шемякин А.В., Терентьев В.В., Жильцов К.А., Володин В.Н. Экспериментальная установка для очистки двигателей перед ремонтом // Вестник АПК Верхневолжья. 2011. № 1 (13). С. 82–83.
3. Десятков Ю.В., Терентьев В.В., Латышенок М.Б. К вопросу защиты от коррозии сельскохозяйственной техники при хранении // 50-летию РГСХА посвящается: сб. науч. тр. Рязань, 1998. С. 184–185.
4. Латышенок М.Б., Шемякин А.В., Костенко М.Ю., Подъяблонский А.В., Володин В.Н. Механическая очистка деталей сельскохозяйственной техники от консервационного материала // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2012. № 2. С. 28–29.

5. Латышенко М.Б., Шемякин А.В., Астахова Е.М., Шемякина Е.Ю. Централизованное техническое обслуживание сельскохозяйственной техники в межсезонный период // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2009. № 7. С. 16–17.
6. Латышенко М.Б., Шемякин А.В., Тараканова Н.М. Теоретические основы повышения эффективности струйной очистки сельскохозяйственной техники // Ремонт, восстановление, модернизация. 2010. № 11. С. 45–46.
7. Терентьев В.В. Разработка установки для двухслойной консервации сельскохозяйственной техники и обоснование режимов ее работы: дис. ... канд. техн. наук. Рязань, 1999. 173 с.
8. Терентьев В.В., Латышенко М.Б. Анализ ухудшения сельскохозяйственной техники в период хранения // Актуальные проблемы и их инновационные решения в АПК: материалы науч.-практ. конф., посвященной 165-летию со дня рождения П.А. Костычева. Рязань, 2010. С. 23–26.
9. Терентьев В.В., Десятов Ю.В., Латышенко М.Б. К вопросу защиты местной консервации сельскохозяйственной техники // 50-летию РГСХА посвящается: сб. науч. тр. Рязань, 1998. С. 185–186.
10. Шемякин А.В., Володин В.Н., Шемякина Е.Ю., Андреев К.П. Изменение состояния сельскохозяйственной техники в период хранения // Сб. науч. тр. профессорско-преподавательского состава Рязанского государственного агротехнологического университета. Рязань, 2008. С. 356–358.
11. Шемякин А.В., Терентьев В.В., Кузин Е.Г. Очистка двигателей сельскохозяйственных машин перед ремонтом (экспериментальные исследования) // Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии. 2017. № 1. С. 171–175.
12. Шемякин А.В. Совершенствование организации работ, связанных с хранением сельскохозяйственных машин в условиях малых и фермерских хозяйств : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Мичуринск, 2014. 39 с.
13. Шемякин А.В., Терентьев В.В., Морозова Н.М., Кожин С.А., Кирилин А.В. Применение метода катодной протекторной защиты для снижения потерь металла при хранении сельскохозяйственной техники // Вестник РГАТУ. 2016. № 4. С. 93–97.
14. Абрамов В.Н. Обеспечение сохраняемости и долговечности шин и резинотехнических изделий автомобильного транспорта: дис. ... д-ра техн. наук. М., 2006. 671 с.
15. Мелькумова Т.В., Терентьев В.В., Шемякин А.В. Защита резинотехнических изделий сельскохозяйственной техники // Международный научный журнал. № 3. 2017. С. 62–65.

References

1. Byshov N.V., Borychev S.N., Kokorev G.D., Latyshenok M.B., Rembalovich G.K., Uspenskiy I.A., Terent'ev V.V., Shemyakin A.V. Povyshenie effektivnosti ochistki i moyki sel'skokhozyaystvennykh mashin [Increasing the efficiency of cleaning and washing of agricultural machinery]. Ryazan': Ryazanskiy gosudarstvennyy agrotekhnicheskiy universitet Publ., 2016. 102 p.
2. Bausov A.M., Shemyakin A.V., Terent'ev V.V., Zhil'tsov K.A., Volodin V.N. The experimental installation for cleaning engines before repair. Vestnik APK Verkhnevolzh'ya. 2011. No 1(13), pp. 82–83 (in Russ.).
3. Desyatov Yu.V., Terent'ev V.V., Latyshenok M.B. To the issue of protection against corrosion of agricultural machinery during storage. Sb. nauch. tr. 50-letiyu RGSKhA posvyashchaetsya [The collection of scientific works dedicated to the 50th anniversary of the Ryazan State Agrotechnological University]. Ryazan', 1998, pp. 184–185 (in Russ.).
4. Latyshenok M.B., Shemyakin A.V., Kostenko M.Yu., Pod'yablonskiy A.V., Volodin V.N. Mechanical cleaning of agricultural machinery parts from conservation material. Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva. 2012. No 2, pp. 28–29 (in Russ.).
5. Latyshenok M.B., Shemyakin A.V., Astakhova E.M., Shemyakina E.Yu. The centralized maintenance of agricultural machinery during the offseason period. Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva. 2009. No 7, pp. 16–17 (in Russ.).
6. Latyshenok M.B., Shemyakin A.V., Tarakanova N.M. Theoretical basics of increasing of efficiency of jet-stream cleaning of agricultural machinery. Remont, vosstanovlenie, modernizatsiya. 2010. No 11, pp. 45–46 (in Russ.).
7. Terent'ev V.V. Razrabotka ustanovki dlya dvukhsloynoy konservatsii sel'skokhozyaystvennoy tekhniki i obosnovanie rezhimov ee raboty: dis. ... kand. tekhn. nauk [The development of a plant for two-layer conservation of agricultural machinery and justification of its operation modes: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]. Ryazan', 1999. 173 p.
8. Terent'ev V.V., Latyshenok M.B. The analysis of deterioration of agricultural machinery during storage. Aktual'nye problemy i ikh innovatsionnye

- resheniya v APK. Materialy nauch.-prakt. konf., posvyashchenoy 165-letiyu so dnya rozhdeniya P.A. Kostycheva [The actual problems and their innovative solutions in the agricultural sector. The materials of scientific-practical conference dedicated to the 165th anniversary of the birth of P.A. Kostychev]. Ryazan', 2010, pp. 23–26 (in Russ.).
9. Terent'ev. V.V., Desyatov Yu.V., Latyshenok M.B. To the issue of local conservation protection of agricultural machinery. Sb. nauch. tr. 50-letiyu RGSKhA posvyashchaetsya [The collection of scientific works dedicated to the 50th anniversary of the Ryazan State Agrotechnological University]. Ryazan', 1998, pp. 185–186 (in Russ.).
 10. Shemyakin A.V., Volodin V.N., Shemyakina E.Yu, Andreev K.P. The changing in the state of agricultural machinery during storage. Sb. nauch. tr. professorsko-prepodavatel'skogo sostava Ryazanskogo gosudarstvennogo agrotekhnologicheskogo universiteta [The collection of scientific works of professional and teaching staff of the Ryazan state agrotechnological university]. Ryazan', 2008, pp. 356–358 (in Russ.).
 11. Shemyakin A.V., Terent'ev V.V., Kuzin E.G. The cleaning of engines of agricultural machines before repair (experimental investigations). Vestnik Ul'yanovskoy gosudarstvennoy sel'skokhozyaystvennoy akademii. 2017. No 1, pp. 171–175 (in Russ.).
 12. Shemyakin A.V. Sovershenstvovanie organizatsii rabot, svyazannykh s khraneniem sel'skokhozyaystvennykh mashin v usloviyakh malykh i fermerskikh khozyaystv: avtoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk [The improvement of the organization of works related to the storage of agricultural machines in small and farm enterprise: the author's abstract of dissertation for a degree of the doctor of technical sciences]. Michurinsk, 2014. 39 p.
 13. Shemyakin A.V., Terent'ev V.V., Morozova N.M., Kozhin S.A., Kirilin A.V Application of the cathodic protection method to reduce metal losses during the storage of agricultural machinery. Vestnik RGATU. 2016. No 4, pp. 93–97 (in Russ.).
 14. Abramov V.N. Obespechenie sokhranyaemosti i dolgovechnosti shin i rezinotekhnicheskikh izdeliy avtomobil'nogo transporta: dis. ... d-ra tekhn. nauk [Ensuring the conservation and durability of tires and rubber products of automobile transport: the dissertation for a degree of the doctor of technical sciences]. Moscow, 2006. 671 p.
 15. Mel'kumova T.V., Terent'ev V.V., Shemyakin A.V. Protection of rubber products of agricultural machinery. Mezhdunarodnyy nauchnyy zhurnal. 2017. No 3, pp. 62–65 (in Russ.).

