УДК 631.313.6

DOI: 10.31563/1684-7628-2018-47-3-88-93

Р.С. Рахимов, Н.К. Мазитов, С.Г. Мударисов, И.Р. Рахимов, Д.А. Ялалетдинов

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ И ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВОЙ БОРОНЫ ДЛЯ ТРАКТОРОВ РАЗЛИЧНОГО КЛАССА ТЯГИ

Ключевые слова: классификация; конструктивная схема; параметры; борона дисковая; рабочие органы; металлоемкость; тяговое сопротивление; производительность.

Введение. Орудия с дисковыми рабочими органами – плуги, бороны, лушпильники – в различных почвенно-климатических зонах применяются для основной и дополнительной обработки почвы старопахотных земель, для первичной обработки целинных и залежных земель, для заделки растительных остатков, стерни и сорняков в почву и т. д. [1–5]. В последние годы наибольшее распространение получили дисковые бороны (БД) с индивидуальным креплением дисков на раму с возможностью регулирования угла их атаки, основным преимуществом которых перед БД и лушпильниками с батарейным расположением дисков является возможность их работы на засоренных полях и на почвах с большой влажностью [6].

По конструктивному исполнению БД подразделяются на следующие группы: 1) по количеству рядов дисков на раме – двухрядные, трехрядные, четырёхрядные; 2) по способу агрегатирования с трактором – навесные, полунавесные, прицепные; 3) по способу крепления дисков к раме дискатора – жесткое крепление, крепление через пружинные или резиновые предохранители, использование срезных болтов; 4) по способу регулирования угла атаки; 5) по способу регулирования глубины обработки; 6) по форме и размерам дисков [7].

Такое многообразие конструктивного исполнения БД при разработке конструктивных схем и обосновании их параметров ставит перед конструкторами сложную задачу: обеспечить максимальную производительность агрегата, снизить тяговое сопротивление, расход топлива и металлоёмкость орудия при выполнении агротехнических требований к обработке почвы, что является актуальным и имеет практическое значение.

Цель исследования – разработать конструктивную схему и обосновать параметры БД для тракторов различного класса тяги, обеспечи-

вающих максимальную производительность агрегата при выполнении агротехнических требований к обработке почвы при различных условиях работы.

Материалы и методы исследования. На энергетические и агротехнические показатели работы БД основное влияние оказывают способ агрегатирования с трактором, конструктивная схема, качество и свойства металла, из которых изготовлены рама и рабочие органы.

Заглубляемость рабочих органов БД при одинаковых свойствах почвы и параметров дисков зависит от способа их агрегатирования с трактором. Прицепные БД заглубляются в почву только под действием их силы тяжести, полунавесные – под действием силы тяжести и изменением направления линии тяги за счет регулирования высоты крепления пальцев присоединения нижних продольных тяг на раме, а навесные дискаторы при минимально возможной силе тяжести орудия заглубляются за счет изменения пальцев крепления нижних продольных тяг и верхней тяги по высоте на раме орудия, т. е. варьирования положения мгновенного центра вращения по высоте, что регулирует величину заглубляющего момента со стороны силы тяжести и сил, действующих на рабочие органы. Поэтому навесные БД при малой силе тяжести способны заглубляться в почву при любых свойствах почвы и параметрах рабочего органа. Для обеспечения продольной устойчивости агрегата в транспорте навесные БД необходимо выполнить в 2-рядном исполнении с дополнительными приспособлениями (катки, пружинные рыхлители) для выравнивания, рыхления и мульчирования верхнего слоя почвы. Конструктивная схема БД и способ агрегатирования с трактором оказывают влияние на его металлоёмкость [8–10] (рисунок 1).

Согласно работам [1, 2], сила тяжести (металлоёмкость) G_0 , кН определяется по формуле:

$$G_M = A_0 + \beta a_1 K_1 B L^2 + \alpha a_1 K_1 B + \sum_{i=1}^n (\eta_i a_2 K_2 B), \quad (1)$$

где A_0 – силы тяжести автосцепки или прицепного устройства машины, кН; β – коэффициент удельной металлоёмкости рамных конструкций БД, $1/\text{м}^2$; a_1 – глубина обработки дисковых рабочих органов, $a_1 = 0,08 \dots 0,16$ м; K_1 – удельное сопротивление почвы дисковым рабочим органам, $K_1 = 40 \dots 60$ кН/м²; L – расстояние от оси присоединения переднего бруса рамы к механизму навески или прицепному устройству до точки приложения равнодействующих всех сил с учетом дополни-

тельных рабочих органов, м; α – коэффициент удельной металлоёмкости дисковых рабочих органов; η – коэффициент удельной металлоёмкости дополнительных рабочих органов или приспособлений; a_2 – глубина хода катков или боронок, $a_2 = 0,05 \dots 0,06$ м; K_2 – удельное сопротивление почвы каткам или боронок, $K_2 = 15 \dots 20$ кН/м².

Сила тяжести автосцепки A_0 , кН для навесных БД незначительна ($A_0 = 0$), а для прицепных БД A_0 определяется по зависимости:

$$A_0 = 0,5B\gamma S_0, \quad (2)$$

где γ – объемный вес стали, $\gamma = 78,5 \text{ кН/м}^3$; S_0 – площадь поперечного сечения прицепного устройства, $S_0 = 0,008 \text{ м}^2$.

Предварительная ширина захвата агрегата B , м тракторов различного класса тяги определяется тяжелыми условиями работы. Для этого тяговое сопротивление БД P , кН определяется по упрощенной формуле:

$$P = K_1 a_1 B + K_2 a_2 B = B(a_1 K_1 + a_2 K_2). \quad (3)$$

В свою очередь,

$$P = P_{кр} \eta = \frac{N_e \eta_T \eta}{V}, \quad (4)$$

где $P_{кр}$ – тяговое усилие на крюке трактора, кН; N_e – мощность двигателя трактора, кВт; η – коэффициент использования тягового усилия на крюке трактора, $\eta = 0,9–0,95$; η_T – КПД трансмиссии трактора, для колесного трактора $\eta_T = 0,6$; V – скорость движения агрегата, м/с.

Подставляя значение силы P из формулы (3) в (4), имеем:

$$B = \frac{N_e \eta_T \eta}{V(a_1 K_1 + a_2 K_2)}. \quad (5)$$

Результаты исследований. На основе расчетов, проведенных по формуле (5) для тракторов класса тяги 1,4 ($N_e = 60 \text{ кВт}$), 3,0 ($N_e = 110 \text{ кВт}$) и 5–6 ($N_e = 257 \text{ кВт}$), и при $\eta_T = 0,9$, $\eta = 0,9$, $V = 2,5 \text{ м/с}$, $a_1 = 0,16 \text{ м}$, $K_1 = 30 \text{ кН/м}^2$, $a_2 = 0,05 \text{ м}$, $K_2 = 15 \text{ кН/м}^2$ установлено, что в среднем ширина захвата агрегата равна соответственно 2,3 м, 4,0 м, 8 м. Для различных свойств почвы K_1 , K_2 и глубины обработки a_1 полное использование мощности двигателя трактора N_e возможно за счет изменения скорости движения агрегата V .

В таблице 1 представлены значения силы тяжести рамы БД, полученные проведением прочностных расчетов, и силы тяжести колес, катков и рабочих органов, выбранных с учетом условий работы агрегата для БД с шириной захвата $B = 8 \text{ м}$.

Рисунок 1

Конструктивные схемы дисковых борон: а – навесные; б – полунавесные; в – прицепные

Таблица 1 Расчетные значения силы тяжести отдельных узлов навесных, полунавесных и прицепных БД с шириной захвата $B = 8 \text{ м}$

Тип БД	Сила тяжести, кН					Общая сила тяжести G_0 , кН	Коэффициент металлоемкости		
	рамы	опорных, трансп. колес	прицепных устройств	рабочих органов	катков		β , 1/м ²	α	η
Навесной	13,0	–	–	37,7	5,2	55,9	0,1	0,5	0,6
Полунавесной	16,0	9,1	–	37,7	5,2	68,0	0,07	0,5	0,6
Прицепной	16,0	9,1	2,5	37,7	5,2	70,5	0,07	0,5	0,6

Затем, согласно формуле (1), для самых тяжелых условий работы $K_1 = 60 \text{ кН/м}^2$, $a_1 = 0,16 \text{ м}$, $K_2 = 20 \text{ кН/м}^2$, $a_2 = 0,06 \text{ м}$, известных силы тяжести определенных узлов G_i и параметра L , характеризующего конструктивную схему орудия (для навесных орудий $L = 1,2 \text{ м}$, для полунавесных и прицепных $L = 2,15 \text{ м}$), определены коэффициенты металлоёмкости орудий β , α и η .

При известных значениях коэффициентов β , α и η можно определить зависимость силы тяжести орудия G_0 , кН от ширины захвата орудия B , м при различных свойствах почвы K_1 и K_2 и глубины обработки a_1 и a_2 .

Результаты расчетов показали, что наибольшую металлоёмкость при различных значениях ширины захвата имеют прицепные БД, несколько меньшую – полунавесные, а наименьшую – навесные орудия. Прицепные БД на 30 % тяжелее навесных, а полунавесные – на 25 %.

В свою очередь, сила тяжести БД влияет на его тяговое сопротивление, которое определяется по формуле В.П. Горячкина в виде [11, 12]:

$$P = fG_0 + K_1a_1B + \varepsilon a_{1i}BV^2 + K_2a_2B, \quad (6)$$

где f – коэффициент сопротивления протаскиванию почвообрабатывающего орудия, $f = 0,3 \dots 0,5$; ε – коэффициент, учитывающий влияние скорости движения, свойств почвы и формы рабочей поверхности рабочего органа на тяговое сопротивление, $\varepsilon = 1 \dots 2 \text{ кНс}^2/\text{м}^4$.

Анализ формулы (6) показывает, что с увеличением K_1 , K_2 , a_1 , a_2 , B и V тяговое сопротивление БД P , кН возрастает.

Анализ зависимости P (кН) от силы тяжести различных типов видов орудий показало, что тяговое сопротивление навесных орудий на 8,9 % ниже полунавесных и на 10,5 % ниже прицепных. Ширина захвата навесных БД при одинаковом тяговом сопротивлении может быть увеличена на $0,7 \div 1,0 \text{ м}$, что способствует увеличению производительности агрегата W , га/ч.

Известно, что

$$W = 0,36Bv\tau, \quad (7)$$

где τ – коэффициент использования времени смены; $\tau = 0,85$ – для навесных, $\tau = 0,8$ – для полунавесных и прицепных БД.

Тогда при одинаковых значениях тягового усилия на крюке трактора P , кН для навесного БД при $B = 8,0 \text{ м}$ $W = 6,12 \text{ га/ч}$, для полунавесного при $B = 7,03 \text{ м}$ $W = 5,25 \text{ га/ч}$, для прицепного при $B = 7,0 \text{ м}$ $W = 5,04 \text{ га/ч}$.

Производительность навесного агрегата по сравнению с полунавесным и прицепным увеличивается на $16 \div 21 \text{ %}$.

Вывод. Представленные данные показывают эффективность навесных БД с 2-рядным расположением рабочих органов по сравнению с полунавесными и прицепными с 4-рядным. Они снижают металлоёмкость навесного дискактора на $25 \div 30 \text{ %}$, тяговое сопротивление – на $9 \div 10 \text{ %}$ и повышают производительность на $16 \div 21 \text{ %}$ при одинаковых значениях агротехнических показателей.

Библиографический список

1. Козаченко, А.П. Состояние, почвенно-экологическая оценка и приемы реабилитации и использования земель сельскохозяйственного назначения Челябинской области на основе адаптивно-ландшафтной системы земледелия [Текст]: монография / А.П. Козаченко. Челябинск: ООП ЧГАУ, 2004. С. 380.
2. Бледных, В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий [Текст]: учебное пособие / В.В. Бледных. Челябинск: РИО ЧГАА, 2010. С. 203.
3. Оценка технологического процесса взаимодействия дискового рабочего органа с почвой [Текст] / М.М. Ямалетдинов, С.Г. Мударисов, И.М. Фархутдинов // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2015. № 2 (34). С. 84–87.
4. Мударисов С.Г. Совершенствование конструкции и управление качеством работы почвообрабатывающих дисковых орудий в целях повышения их эффективности [Текст]: дис. ... канд. наук / С.Г. Мударисов // Южно-Уральский государственный аграрный университет. Уфа, 1996.
5. Таскаева, А.Г. Обработка почвы [Текст]: учебное пособие // А.Г. Таскаева, В.В. Бледных, Р.С. Рахимов. Челябинск: РИО ЧГАА, 2012. С. 111.
6. Войнов, В.Н. Обоснование основных конструктивных параметров и режимов работы дискакторов для ресурсосберегающих технологий обработки почвы [Текст]: дис. ... канд. тех. наук / В.Н. Войнов. Челябинск, 2012.
7. Синеоков, Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин [Текст] / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. М.: Машиностроение, 1977. С. 328.
8. Рахимов, Р.С. Определение металлоёмкости орудий при их проектировании [Текст] / Р.С. Рахимов, И.Р. Рахимов, Ф.Ф. Касымов, А.С. Невзоров, Г.В. Ружьева // АПК России. Челябинск: ЮУрГАУ, 2015. Т. 74. С. 110–118.
9. Рахимов, Р.С. Повышение эффективности использования сельскохозяйственных агрегатов с тракторами Агромаш «Руслан» [Текст] / Р.С. Рахимов, Е.И. Бердов, Н.Т. Хлызов, И.Р. Рахимов // Современное состояние прикладной науки в области механики и энергетики. Мате-

риалы Всероссийской научно-практической конференции. Чебоксары, 2016. С. 211–224.

10. Мударисов, С.Г. Дисковые орудия с адаптирующимися рабочими органами [Текст] / С.Г. Мударисов // Картофель и овощи. 2005. № 4. С. 30–31.

11. Горячкин, В.П. Собрание сочинений в 3-х томах [Текст] / В.П. Горячкин. М.: Колос, 1965.

12. Mudarisov, S. Specifying Two-Phase Flow in Modeling Pneumatic Systems Performance of Farm Machines / E. Khasanov, Z. Rakhimov, I. Gabitov, I. Badretdinov, I. Farchutdinov, F. Gallyamov, M. Davletshin, R. Aipov, R. Jarullin // Journal of Mechanical Engineering Research and Developments, vol. 40, no. 4, pp.706–715, 2017. DOI: 10.7508/jmerd.2017.04.018.

Сведения об авторах

1. **Рахимов Раис Саитгалиевич**, доктор технических наук, профессор, кафедра тракторов, сельскохозяйственных машин и земледелия, ФГБОУ ВО Южно-Уральский ГАУ, e-mail: ildarr@bk.ru.

2. **Мазитов Назиб Каюмович**, член-корреспондент РАН, профессор, Казанский государственный аграрный университет, ул. К. Маркса, 65, 420015, Казань, Российская Федерация.

3. **Мударисов Салават Гумерович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой строительно-дорожных, коммунальных и сельскохозяйственных машин, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, e-mail: salavam@gmail.com.

4. **Рахимов Ильдар Раисович**, кандидат технических наук, соискатель кафедры строительно-дорожных, коммунальных и сельскохозяйственных машин, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, e-mail: ildarr@bk.ru.

5. **Ялалетдинов Денис Альбертович**, директор ООО «Научно-исследовательский институт авто-тракторной техники», e-mail: den@chkhz.ru.

В последние годы все более широкое распространение для основной и дополнительной обработок почвы получают орудия с дисковыми рабочими органами, особенно дисковые бороны (далее – БД) с индивидуальным креплением дисков на раму орудия. В статье дана их классификация и рассмотрены вопросы заглубляемости прицепных, полунавесных и навесных БД в почву. Показано, что навесные БД при малой силе тяжести и на твердых почвах заглубляются лучше. Получены зависимости для определения силы тяжести различных типов БД и их ширины захвата дискатора для тракторов класса тяги 1,4; 3,0 и 5–6, которые составляют соответственно 2,3 м; 4,0 м; 8,0–10,0 м. Прочностными расчетами рамы орудия и их рабочих органов для навесных, полунавесных и прицепных БД определены силы тяжести рамы, рабочих органов и

дополнительных приспособлений для БД шириной захвата 8 м и подсчитаны соответствующие коэффициенты металлоемкости. Далее получены зависимости силы тяжести навесных, полунавесных и прицепных БД от ширины захвата при различных свойствах почвы и глубины обработки, которые показывают, что прицепные и полунавесные БД при одинаковой ширине захвата тяжелее навесных на 30 и 25 % соответственно. Определены тяговые сопротивления БД и установлено, что тяговое сопротивление навесных дискаторов на 8,9 % ниже полунавесных и на 10,5 % ниже прицепных. Это в конечном счете влияет на производительность агрегата. Расчеты показывают, что производительность навесного агрегата по сравнению с полунавесным и прицепным увеличивается на 16...21 %.

R. Rakhimov, N. Mazitov, S. Mudarisov, I. Rakhimov, D. Yalaletdinov

REASONS FOR A CONSTRUCTION DIAGRAM AND PARAMETERS OF A DISC HARROW FOR TRACTORS OF DIFFERENT DRAUGHT FORCE

Key words: *classification; construction diagram; parameters; disk harrow; working bodies; metal consumption; traction resistance; productivity.*

Authors' personal details

1. **Rakhimov Rais**, Doctor of technical sciences, professor of the «Tractors, Agricultural Machines and Farming» department, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education South Ural State Agrarian University, e-mail: ildarr@bk.ru.

2. **Mazitov Nazib**, associated member of the Russian Academy of Sciences, professor, Kazan State Agrarian University, 420015, Russia, Kazan, K. Marx St., 65.

3. **Mudarisov Salavat**, Doctor of technical sciences, professor, Head of the Construction, Road, Communal and Farm Machinery department, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», e-mail: salavam@gmail.com.

4. **Rakhimov Ildar**, Candidate of technical sciences, external Post-graduate student of the Construction, Road, Communal and Farm Machinery department, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», e-mail: ildarr@bk.ru.

5. **Yalaletdinov Denis**, Director of the limited liability company «Research Institute of Car-and-Tractor Machinery», e-mail: den@chkz.ru.

In recent years, tillers with disc working bodies, especially disc harrows with individual disk fastening have become more common for main and additional tillage. The paper presents a classification of this type of harrows and discusses penetration into the soil of trailed, semi-mounted and mounted disc harrows. Mounted disc harrows at lower gravity force and on solid soils are proved to penetrate into the soil better. To find gravity force of different types of disk harrows and disk header operating width for tractors of 1,4; 3,0 and 5–6 draught force dependences were determined being 2,3 m, 4,0 m; 8,0–10,0 m correspondently. Calculating the strength of the implement frame and its working parts for mounted, semi-mounted and trailed disc harrows, the gravity force of the frame, working bodies and additional devices for a disc harrow with

a working width of 8 m as well as corresponding metal content were calculated. In addition, we found gravity force dependences of mounted, semi-mounted and trailed disc harrows on operating width at different soil properties and tillage depth. They demonstrate that trailed and semi-mounted disk harrows having the same operating width are heavier than mounted ones by 30 % and 25 % respectively. Draught resistance of disk harrows is found. It proves that draught resistance of mounted disk headers is lower by 8,9 than that of semi-mounted ones and by 10,5 % than that of trailed ones. As a result it affects the performance of the machinery. Calculations show that performance of mounted implements is higher by 16...21 % in comparison with semi-mounted and trailed equipment.

© Рахимов Р.С., Мазитов Н.К., Мударисов С.Г., Рахимов И.Р., Ялалетдинов Д.А.