

## Параметры зерновой сеялки, при которых обеспечивается энергосберегающий режим движения трактора

*Е.В. Припоров, к.т.н, ФГБОУ ВО Кубанский ГАУ*

На основе анализа технических решений подачи материала на диск предложено конструктивное решение дозатора, обладающего технической новизной [1]. При возделывании озимой пшеницы требуется создание технологической колеи, которая формируется во время посева [2 – 4].

**Цель работы** – определить параметры сеялки, обеспечивающие высокопроизводительную работу агрегата при энергосберегающем режиме движения.

Традиционная технология посева зерновых предусматривает качественную подготовку почвы. Качество подготовки почвы к посеву зерновых должно отвечать требованиям ГОСТа 26244–84 «Обработка почвы предпосевная. Требования к качеству и методы определения». Посев зерновых по определённым агрофонам проводят рядовыми зерновыми сеялками, оснащёнными дисковыми сошниками и катушечным высевальным аппаратом. Ширина междурядья сеялок составляет 12,5; 15,0; 17,0 см и ряд других. Стандартная ширина междурядья составляет

15,0 см. Ширина захвата зерновой сеялки кратна ширине междурядья и при стандартной ширине составляет 3,6; 4,2; 5,4 и 6,0 м. Все рядовые сеялки в составе одномашинного агрегата агрегируются с тракторами тягового класса 1.4 и выше. Большинство зерновых сеялок оснащено устройством для централизованного изменения нормы высева семян на высевающих аппаратах. Сеялки в составе односеялочного агрегата используют на полях площадью до 50 га или на полях, имеющих неправильную форму. Достоинство таких агрегатов – их высокая маневренность, что обеспечивает ресурсосберегающий режим движения по сравнению с многомашинным.

**Материалы и методы исследования.** Номинальное тяговое усилие трактора в килоньютонах по ГОСТу 27021-86 определяется по выражению [5]:

$$P_{крн} = Am_э, \quad (1)$$

где  $P_{крн}$  – номинальная сила тяги трактора, кН;  
 $A$  – коэффициент, зависящий от эксплуатационной массы и типа ходовой части;  
 $m_э$  – эксплуатационная масса трактора, кг.

Для тракторов с колёсной формулой 4К4 и эксплуатационной массой трактора более 2600 кг значение коэффициента составляет  $3,92 \cdot 10^{-3}$ . Номинальная мощность двигателя тракторов тягового класса 1.4 находится в интервале от 44,1 до 66,0 кВт.

При комплектовании агрегатов важно определить энергосберегающий режим движения трактора. Критерий выбора режима движения – оптимальная загрузка двигателя, при которой величина буксования не превышает допустимого значения. Алгоритм выбора энергосберегающего режима движения трактора в составе тягового агрегата описан в ранее опубликованной работе [6]. Расчёты свидетельствуют, что широкий диапазон номинального значения силы тяги трактора не позволяет выбрать необходимую величину загрузки, при которой обеспечивается оптимальная загрузка двигателя. Особенность зерновой сеялки заключается в том, что по мере высева семян уменьшаются тяговое сопротивление и загрузка двигателя. Тяговое сопротивление зерновой сеялки включает силу сопротивления на перекачивание с загруженным бункером и тяговое сопротивление сошниковой группы во время движения:

$$R = 10^{-3} fg(G_c + V\rho\lambda) + kB_p,$$

где  $R$  – тяговое сопротивление сеялки, кН;  
 $f$  – коэффициент сопротивления на перекачивание;  
 $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  
 $V$  – объём бункера для семян, м<sup>3</sup>;  
 $\rho$  – объёмная масса семян, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\lambda$  – коэффициент наполнения бункера;  
 $k$  – удельное тяговое сопротивление сошника, кН/м;

$B_p$  – рабочая ширина захвата посевного агрегата, м.

Расчёты показывают, что величина тягового сопротивления посевного агрегата в зависимости от вместимости бункера и рабочей ширины захвата находится в интервале от 10,24 до 17,85 кН.

**Результаты исследования.** Важный показатель работы посевного агрегата – производительность за час работы и за смену. Известно, что определяющие факторы, влияющие на производительность агрегата – рабочая скорость движения, рабочая ширина захвата. Энергосберегающий режим движения агрегата должен быть обеспечен при высокой его производительности. Потребная мощность двигателя трактора определяется по известному выражению [7] с учётом выражения 1:

$$N = \frac{Rv_p}{3,6} = \frac{10^{-3} fgv_p(G_c + V\rho\lambda) + kB_p v_p}{3,6}. \quad (2)$$

Анализ выражения (2) свидетельствует, что на величину потребной мощности двигателя влияют тяговое сопротивление сеялки и рабочая скорость движения. Выпускаемые сеялки имеют рекомендуемую рабочую скорость движения посевного агрегата – 12 км/ч, но у отдельных конструкций за счёт внесённых конструктивных решений – 15 км/ч. С увеличением рабочей скорости движения агрегата возрастают затраты мощности на смятие почвы ходовым аппаратом и возрастают потери мощности на буксование. При постоянной нагрузке на крюке увеличение скорости движения агрегата сопровождается уменьшением крюковой мощности трактора.

Коэффициент загрузки двигателя определяется по выражению [7]:

$$\epsilon_N = \frac{N_{кр}}{N_{ен}}. \quad (3)$$

Зависимость часовой производительности от крюковой мощности двигателя имеет вид [7]:

$$W = \frac{0,36N_{кр}\eta_T\tau}{k} = \frac{0,36N_{ен}\epsilon_N\eta_T\tau}{k}, \quad (4)$$

где  $W$  – часовая производительность посевного агрегата, га/ч;  
 $N_{кр}$  – крюковая мощность двигателя, кВт;  
 $\eta_T$  – тяговый КПД трактора;  
 $\tau$  – коэффициент использования времени смены;  
 $N_{ен}$  – номинальная мощность двигателя, кВт;  
 $\epsilon_N$  – коэффициент загрузки двигателя.

Анализ выражения (4) свидетельствует, что повышение производительности посевного агрегата за счёт увеличения рабочей скорости движения не приводит к увеличению часовой производительности агрегата. В иных случаях производительность агрегата снижается при увеличении рабочей скорости движения. Поэтому основное направление повышения производительности

посевого агрегата – это увеличение расстояния от одной заправки до другой, или запас хода сеялки. Величина расстояния определяется по известному выражению [8]:

$$L = \frac{10^4 V \rho \lambda}{B_p H}, \quad (5)$$

где  $L$  – расстояние, которое проходит посевной агрегат от одной заправки до другой, м.

Принимая, что доля объёма бункера, приходящаяся на единицу рабочей ширины захвата, определяется по выражению:

$$a = \frac{V}{B_p}, \quad (6)$$

где  $a$  – доля объёма бункера на единицу рабочей ширины захвата, м<sup>3</sup>/м.

Запас хода сеялки с учётом выражения (4) составит:

$$L = \frac{10^4 a \rho \lambda}{H}. \quad (7)$$

На рисунке 1 представлена зависимость объёма бункера от рабочей ширины захвата при значениях доли объёма бункера от 0,18 до 0,24 м<sup>3</sup>/м.

По графику видно, что увеличение рабочей ширины захвата при фиксированном значении параметра  $a$  сопровождается увеличением вместимости бункера. При увеличении значения доли объёма бункера на метр рабочей ширины захвата сеялки увеличивается и вместимость бункера. Так, при рабочей ширине захвата 3,6 м и значении  $a = 0,42$  м<sup>3</sup>/м объём бункера составляет 1,5 м<sup>3</sup>. При значении рабочей ширины захвата 5,4 м и  $a = 0,28$  м<sup>3</sup>/м объём бункера равен 1,5 м<sup>3</sup>. Максимальная величина объёма бункера у существующих зерновых сеялок составляет 1,5 м<sup>3</sup>.

Из выражения (7) следует, что запас хода зерновой сеялки зависит только от величины доли объёма бункера на метр рабочей ширины

захвата. Постоянное значение этой величины для разных зерновых сеялок обеспечит постоянство запаса хода от одной заправки до другой.

С учётом выражений (2) и (4) рабочая ширина захвата посевного агрегата при оптимальной нагрузке двигателя составит:

$$B_p = \frac{3,6 \epsilon_N N_{ен} - 10^{-3} f q G_c v_p}{v_p (10^{-3} f g a \rho \lambda + k)}. \quad (8)$$

Зависимость рабочей ширины захвата сеялки от сухой массы сеялки представлена на рисунке 2.

Исходные данные к построению графика равны:  $f = 0,18$ ;  $k = 1,8$  кН/м;  $a = 0,18$  м<sup>3</sup>/м.

Согласно рисунку 2 увеличение номинальной мощности двигателя сопровождается пропорциональным увеличением рабочей ширины захвата посевного агрегата. При фиксированной мощности двигателя увеличение рабочей скорости движения сопровождается уменьшением рабочей ширины захвата из-за уменьшения крюковой мощности двигателя. Увеличение сухой (конструктивной) массы сеялки в составе посевного агрегата приводит к уменьшению рабочей ширины захвата. Причина заключается в том, что увеличение конструктивной массы приводит к пропорциональному увеличению потребной мощности на перекачивание.

Рабочая ширина захвата, как известно, зависит от ширины междурядья и количества высеваящих сошников. Определившись с рабочей шириной захвата, задаваясь шириной междурядья, определяется и потребное количество высеваящих аппаратов по выражению:

$$B_p = b n,$$

где  $b$  – ширина междурядья зерновой сеялки, м;  $n$  – количество сошников.

Определение оптимальных параметров зерновой сеялки, при которых обеспечивается энергосберегающий режим движения трактора

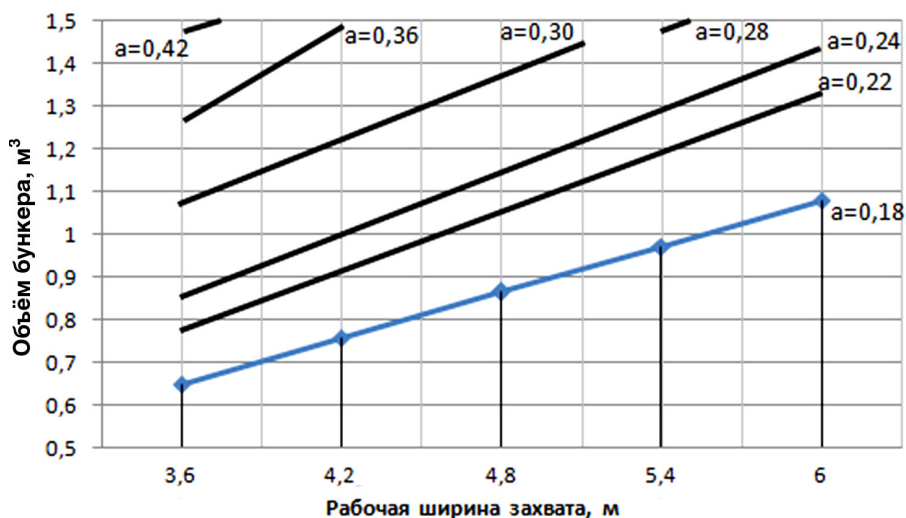


Рис. 1 – Зависимость объёма бункера от рабочей ширины захвата при разных значениях доли объёма бункера, приходящегося на метр рабочей ширины захвата

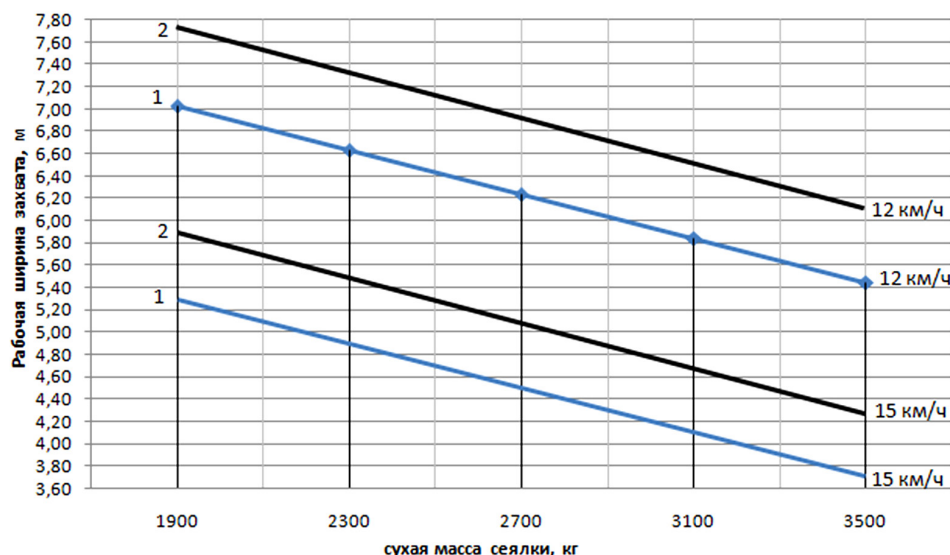


Рис. 2 – Зависимость рабочей ширины захвата от сухой массы сеялки при рекомендуемой скорости движения 12 и 15 км/ч:

1 – номинальная мощность 60 кВт; 2 – номинальная мощность 65 кВт

в составе посевного агрегата, проводится в следующей последовательности:

– задаётся сухая масса зерновой сеялки и по рисунку 2 определяется рабочая ширина захвата в зависимости от номинальной мощности двигателя и рекомендуемой рабочей скорости движения посевного агрегата;

– по величине рабочей ширины захвата, задаваясь значением доли объёма бункера, приходящегося на метр рабочей ширины захвата, определяется объём бункера (рис. 1);

– по выражению (2) при выбранных параметрах зерновой сеялки, задаваясь коэффициентом сопротивления на перекачивание и удельным тяговым сопротивлением дисковых сошников, определяется потребная мощность двигателя;

– по выражению (4) для расчётного значения номинальной мощности двигателя можно определить коэффициент загрузки двигателя;

– зерновые сеялки для обеспечения требуемой загрузки трактора должны иметь модульный принцип изменения рабочей ширины захвата и вместимости объёма бункера.

### Выводы

1. Увеличение рабочей скорости движения посевного агрегата не обеспечивает пропорциональное увеличение производительности, а иногда и снижается за счёт увеличения буксования ведущего аппарата трактора.

2. Предложен алгоритм выбора параметров сеялки, обеспечивающих энергосберегающий режим движения трактора. Для существующих рядовых сеялок вместимость бункера не превышает 1,5 м<sup>3</sup>.

3. Зерновые сеялки с рабочей шириной захвата 3,6 м не рационально использовать в составе одномашинного агрегата. Эти модели сеялок целесообразно использовать в составе многомашинного агрегата.

4. Зерновые сеялки для обеспечения требуемой загрузки трактора должны иметь возможность изменять рабочую ширину захвата и вместимость зернового бункера.

### Литература

1. Припоров Е.В., Левченко Д.С. Анализ сошников сеялок ресурсосберегающих технологий посева зерновых // Труды Кубанского государственного аграрного университета. 2015. № 109. С. 379.
2. Припоров Е.В. Центробежный аппарат с подачей материала вдоль лопаток // Инновации в сельском хозяйстве. 2016. № 3 (18). С. 243–247.
3. Припоров Е.В. Анализ факторов, влияющих на ширину полос технологической колеи // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2016. № 5 (61). С. 57–59.
4. Припоров Е.В. Технологическая колея и проблемы её создания // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2017. № 2 (64). С. 82–84.
5. ГОСТ 27021-86 Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы.
6. Припоров Е.В., Кудря Д.Н. Обоснование энергосберегающего режима работы машинно-тракторного агрегата // Труды Кубанского государственного аграрного университета. 2014. № 47. С. 174–176.
7. Зангиев А.А., Шпилько А.В., Левшин А.Г. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М.: КолосС, 2008. 320 с.
8. Фортуна В.И. Эксплуатация МТП. М.: Колос 1979.