

Литература

1. Добровольский Г.В., Задачи почвоведения в решении современных экологических проблем. В сб.: Сохраним планету Земля. СПб.: ИП МГУ- РАН.2004
2. Рожков В.Ф., Проблемы деградации сельскохозяйственных земель России, их охраны и восстановления продуктивности. Материалы доклада на Всероссийской научной конференции, посвященной 160-летию со дня рождения В.В. Докучаева. СПб., 2006, 456с.
3. Курдюмов Н.И., Мастерство плодородия. М.: Владис, 2004.
4. Дерпш Р. История выращивания сельхозкультур с и без применения механической почвообработки. Сборник авторских статей. Днепропетровск: АГРО – СОЮЗ, 2004, 82с.
5. No-till – шаг к идеальному земледелию. Под ред. В.В. Батурина – М.: – Народное образование. Проект “Идельное земледелие”, 2006, - 120с.

УДК 631.431

МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ХОДОВЫХ СИСТЕМ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Орда А.Н., д.т.н., профессор, Алешкевич С.В., ассистент, Селеша А.Б., к.т.н.
УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь

Приводится методика выбора параметров ходовых систем машинно-тракторных агрегатов, основывающаяся на допустимых величинах плотности пахотного слоя почвы.

Введение

Для создания оптимальных условий произрастания растений обычно проводится предпосевное уплотнение почвы до оптимальной величины. Поэтому необходимо, чтобы плотность почвы в следах колес МТА не превышала величины оптимальной плотности.

Основная часть

На основании работы [1] найдем среднюю по глубине оптимальную плотность почвы пахотного слоя. Она равна:

$$\rho_{opt} = \frac{H - 2 \cdot v \cdot h_{don}}{H - h_{don}}, \quad (1)$$

где H - высота пахотного слоя, м; v - коэффициент бокового расширения почвы для случая деформирования с ограниченной возможностью расширения; h_{don} - допустимая глубина следа, м.

Из зависимости (1) определится допустимая глубина следа:

$$h_{don} = H \frac{\rho_{opt} - \rho_n}{\rho_{opt} - 2 \cdot v \cdot \rho_n}, \quad (2)$$

где ρ_{opt} - оптимальная величина плотности почвы, при которой получается наибольшая урожайность, кг/м³; ρ_n - начальная плотность почвы, кг/м³.

Допустимое вертикальное сжимающее напряжение найдется из зависимости:

$$\sigma_{don} = \frac{a}{b} \operatorname{tg}(a \cdot b \cdot h_{don}), \quad (3)$$

$$\text{где } a = \sqrt{k_0}; \quad b = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{h_{ynl} \sqrt{k_0}}; \quad h_{don} = H \cdot \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_{min}}{(1 + \varepsilon_0)[1 - 2 \cdot v(1 + \varepsilon_{min})]};$$

где k_0 - коэффициент объемного смятия почвы в начальный период деформирования, Н/м³; h_{ynl} - предельная величина деформации, м; ε_0 - коэффициент пористости почвы до нагружения; ε_{min} - минимально возможный коэффициент пористости почвы;

Допустимое давление колеса на почву q_{don} определится с учетом скорости его поступательного движения на основании зависимости [2, с.122]:

$$q_{don} = \sigma_{don} \left(1 + \frac{B_v \cdot g}{L_x} \right), \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{дон}}$ – допустимое напряжение почвы в контакте с колесом, Па; B_v - коэффициент, зависящий от свойств почвы, с^{-1} ; Q - скорость движения колеса, м/с; L_x - величина проекции длины контакта колеса с почвой на горизонтальную плоскость, м.

С учетом найденного значения $\sigma_{\text{дон}}$ определяется плотность почвы в контакте с колесом и проверяется, находится ли она в диапазоне оптимальной плотности.

Для многоосных колесных ходовых систем допустимое напряжение находится из зависимости [1, ф.(3.25)]:

$$h_{\text{дон}} = \frac{1}{a \cdot b} \text{Arc cos} \left(\frac{n^{-B_1}}{\sqrt{1 + \frac{b^2}{a^2} \sigma_{\text{дон}}^2}} \right), \quad (5)$$

где B_1 - опытный коэффициент.

С помощью зависимостей (1) - (5) находится допустимое давление колес на почву, подготовленную под посев.

Найдем допустимое давление колес на связную почву с одинаковыми по глубине физическими свойствами. Величина допустимого по критерию уплотнения почвы давления колеса $q_{\text{дон}}$ при однократном проходе находим из зависимости:

$$q_{\text{дон}} = k \frac{\rho_{\text{онм}} - \rho_n}{\rho_n \cdot \beta}, \quad (6)$$

где β - коэффициент распределения напряжений, м^{-1} .

При использовании многоосных ходовых систем давление колес должно быть меньше, чем при однократном проходе колеса, так как происходит дополнительное уплотнение почвы при повторных приложениях нагрузки. Допустимые давления в этом случае определяются из нижеприведенных зависимостей.

Для многоосных колесных ходовых систем:

а) на сильно упрочняющихся почвах находятся из следующей зависимости:

$$\left(\frac{\rho_{\text{онм}}}{\rho_n} \right)_N = 1 + \frac{\beta}{k} \cdot p_0 \cdot \text{th} \left(\text{Arch} \frac{N^B}{\sqrt{1 - \frac{q_{\text{дон}}^2}{\rho_0^2}}} \right); \quad (7)$$

б) на слабо упрочняющихся почвах:

$$q_{\text{дон}} = k \frac{\left[\left(\frac{\rho_{\text{онм}}}{\rho_n} \right)_N - 1 \right]}{\beta \cdot (1 + k_u \cdot \lg N)}. \quad (8)$$

где k – коэффициент объемного смятия почвы, Н/м^3 ; p_0 – несущая способность почвы, Па; k_u - коэффициент накопления повторных осадок; N – число осей ходовой системы.

Определив допустимые давления колес на почву, находим размеры колес и их количество в зависимости от массы машины.

Величина проекции на горизонтальную плоскость длины контакта колеса с почвой равна:

$$L_x = f \cdot D + \sqrt{D \cdot u}. \quad (9)$$

где f - коэффициент сопротивления качению; D - диаметр колеса, м; u - деформация шины, м.

При получении зависимости (9) была использована формула Опейко Ф. А., связывающая глубину следа с коэффициентом сопротивления мятию почвы [3]:

$$h = \mu^2 \cdot D,$$

где μ - коэффициент сопротивления мятию почвы.

Допущение о равенстве коэффициентов сопротивления качению колеса f и сопротивления мятию почвы μ было принято на том основании, что энергия затрачиваемая на деформацию почвы значительно превышает энергию на деформацию шины.

Задавшись величиной диаметра с помощью зависимостей, находим ширину колеса:

$$B = \frac{\xi \cdot G}{q \cdot (f \cdot D + \sqrt{D \cdot u})}, \quad (10)$$

где ξ - коэффициент, учитывающий характер распределения давлений в контакте колеса с почвой.

Для определения размеров колес составлена номограмма (рисунок) на основании метода вспомогательного переменного:

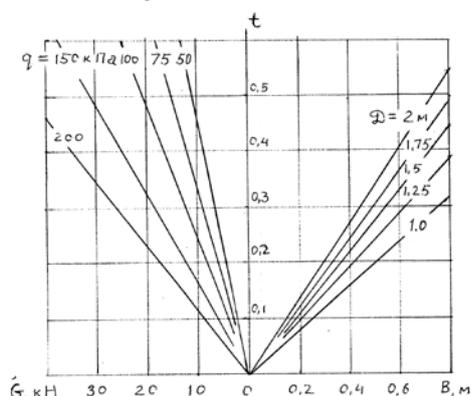


Рисунок 1. Номограмма для выбора размеров колеса

$$t = \frac{\xi \cdot G}{q},$$

$$B = \frac{t}{f \cdot D + \sqrt{D \cdot u}},$$

где t - вспомогательная переменная.

Заключение

Предложенные зависимости позволяют определить оптимальные параметры ходовых систем машинно-тракторных агрегатов, обеспечивающие допустимое давление на почву.

Литература

1. Орда, А.Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.03 / А.Н. Орда. - Минск, 1997. - 269 с.
2. Агейкин, Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. -М.: Машиностроение, 1972.-184 с.
3. Опейко, Ф.А. Колесный и гусеничный ход. -Минск: Изд. АСХН БССР, 1960.-228 с.

УДК 631.3.072

МЕТОДИКА РАЦИОНАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЪЕМОВ РАБОТ ПРИ ОДНОВРЕМЕННОМ ВЫПОЛНЕНИИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОПЕРАЦИЙ

¹Непарко Т.А., к.т.н., доцент, ²Прищепчик М.В., студент, ³Непарко С.Л., зам. директора

¹УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»

³УО «Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники»

²ООО «Белветагро-авто»

г. Минск, Республика Беларусь

Изложена методика рационального распределения объемов работ при одновременном выполнении производственных операций с использованием метода геометрического программирования с целью повышения эффективности использования машинно-тракторных агрегатов.

Введение

Проектирование систем, предназначенных для реализации заданных функций, является лишь одним из аспектов задач, стоящих перед инженером. Из всех возможных проектов инженер должен выбрать тот, который обеспечивает выполнение заданной функции при минимальных затратах. При формулировке задачи оптимизации инженер неизбежно сталкивается с экономикой, а при ее решении – с математическими проблемами. Исходя из этого, применение метода геометрического программирования, отличающегося простотой используемых математических приемов, для решения оптимизационных задач при эксплуатации машинно-тракторных агрегатов является актуальным.

Основная часть

Метод геометрического программирования позволяет получить общее решение задачи в виде новой зависимости (двойственной функции) для целевой функции, в которую не входят переменные параметры модели. Основные особенности и преимущества метода геометрического программирования по сравнению с другими методами нелинейного программирования состоят в следующем.

В любой задаче геометрического программирования можно получить двойственную функцию для прямой целевой функции, в которую не входят двойственные переменные D_i и сначала определяют