



Scientific quarterly journal e-ISSN 2449-5999

**Agricultural Engineering**

2015: 3(155):101-108

Homepage: <http://ir.ptir.org>



DOI: <http://dx.medra.org/10.14654/ir.2015.155.140>

## STABILITY OF SEMI-MOUNTED SOD SEEDER MOTION

Piotr A. Savinych<sup>1</sup>, Rustam Kurbanov<sup>1</sup>, Maciej Kuboń<sup>2</sup>, Jan Kamionka<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup> Scientific and Research Institute of Agriculture of North-East in Kirov, Russia

<sup>2</sup> Institute of Agricultural Engineering and Informatics, University of Agriculture in Krakow

<sup>3</sup> Institute of Technology and Life Sciences, Masovian Research Centre in Kludzienko

\*Contact details: Kludzienko 7, 05-825 Grodzisk Mazowiecki, e-mail: [j.kamionka@itep.edu.pl](mailto:j.kamionka@itep.edu.pl)

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: February 2015

Received in the revised form:

March 2015

Accepted: June 2015

#### Keywords:

stability

seeder

agricultural machine

### ABSTRACT

Motion stability of an agricultural machine influences, in many respects, its working capacity and performance quality. Investigations into motion stability of agricultural machines in the system with a prime mover (a farm tractor) are of practical importance and a theoretical basis give a chance for a reasonable and matched choice of their design and technological factors and operation modes. The dependencies have been derived to analyze the motion stability of a sod seeder which consists of a frame with boxes for fertilizers and seeds and the drive elements on two support wheels. Rotary openers with a drive are mounted on the frame via a mobile spring suspension bracket. Analysis of the received dependencies shows that in order to maintain stable motion of seeders with active rotary openers, it is necessary to use special stabilizers-scarifiers. They perform additional tilling operations (loosening, slitting, moiling) and are placed behind active working elements of the machine. They create additional resistance compensating the pushing effect of rotary openers. The resistance value depends on the number, design parameters and operation modes of active working elements.

## Введение

Рекомендации по улучшению лугов и пастбищ находятся во многих научных изданиях (Сысуев и др., 2007; Barszczewski и др. 2013; Radkowski и др. 2005; Terlikowski и др. 2013; Terlikowski, 2014; Wasilewski, 2014; Zielińska и др., 2014).

При работе мобильного посевного агрегата на него действуют различные возмущения в виде переменного уклона местности, неровностей поверхности естественных кормовых угодий, неоднородности почвы по механическому составу, твердости, влажности и т.п. Эти возмущения сообщают посевному агрегату, как механической системе, дополнительные перемещения, скорости и ускорения. Свойства механической системы сохранять движение близкое к основному, или стремится к нему после прекращения возмущающего воздействия названа устойчивостью движения системы.

Устойчивость движения сельскохозяйственной машины во многом определяет ее работоспособность и качество выполнения технологических операций. Исследования по устойчивости движения сельскохозяйственных машин в составе машинно-тракторных агрегатов имеют большое практическое значение как теоретическая основа для рационального и согласованного выбора их конструктивно-технологических параметров и режимов работы.

Движение посевного агрегата, как механической системы может быть с известным приближением описано системой линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами или приведено к таковой путем линеаризации. Число уравнений при этом равно числу степеней свободы или числу обобщенных координат, которые вполне определяют положение всех точек механической системы.

Агротехническими требованиями для большинства мобильных сельскохозяйственных агрегатов ограничиваются пределы отклонения рабочих органов при выполнении технологического процесса. Так, например, отклонение ширины стыковых междурядий для горизонтальных участков при посеве трав не должны превышать  $\pm 2$  см для смежных сеялок и  $\pm 5$  см – для смежных проходов. При работе сеялок на склонах крутизной свыше  $0,1$  рад (6 град.) указанные отклонения допускаются соответственно до  $\pm 5$  и  $\pm 10$  см.

Для моделирования работы полунавесной дернинной сеялки и повышения ее устойчивости следует получить и проанализировать дифференциальные уравнения движения посевного агрегата.

### Результаты исследований

Дернинная сеялка состоит из рамы с туковым и семенным ящиками и элементов привода на 2-х опорных колесах. Рама присоединяется к навесному механизму трактора. На раму при помощи параллелограмного четырехзвенника навешаны фрезерные сошники с приводом. В каждом сошнике 2 дисковые фрезы, которые нарезают полосы дернины шириной до 110 мм.

Целесообразно рассматривать движение агрегата в составе трактора и дернинной сеялки с точки зрения ее устойчивости как 2-х массовой динамической системы (рисунок) со стационарными голономными связями, в которой масса машины  $m$ , и суммарная масса фрезерных сошников, соответственно  $m_1$ .

Проекция центров масс на плоскость движения находятся в точках  $O_1$ ,  $O_2$  соответственно.

Учитывая то, что микропрофиль поверхности поля имеет небольшие отклонения от среднего уровня, представим движение прицепной машины как плоско-параллельное, вполне определяемое движением проекции машины на плоскость поверхности поля (горизонтальную плоскость)

Выберем две системы координатных осей. Плоскость  $XOY$  неподвижной системы координат совместим с поверхностью поля. Причем ось  $OX$  направим по направлению установившегося движения, а ось  $OY$  – перпендикулярно к ней. Подвижную систему координат  $\xi O_1 \eta$  свяжем с проекцией на поверхность поля центра масс (точка  $O_1$ ) машины. Ось  $O\xi$  направим по продольной оси машины, а  $O\eta$  – перпендикулярно к ней в плоскости поверхности поля.

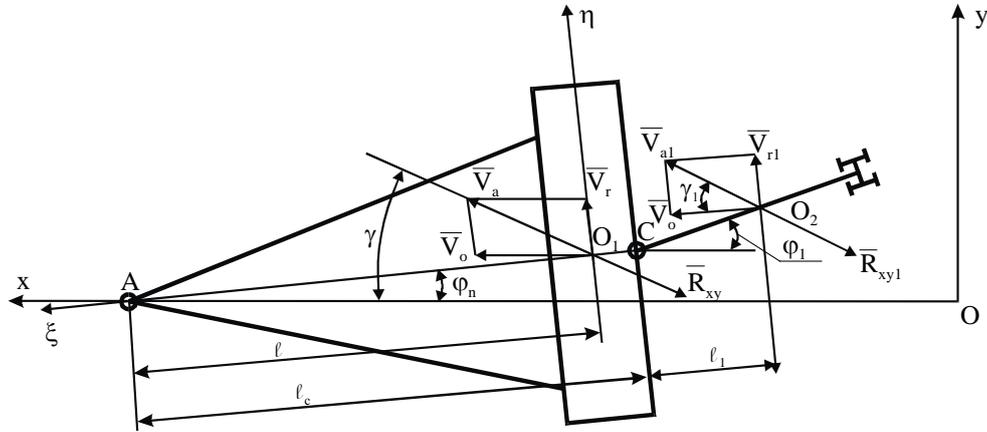


Рисунок 1. Схема плоско-параллельного движения дернинной сеялки

Примем, что отклонения траекторий точек агрегата от траекторий соответствующих точек в установившемся движении малы и приращениями переменных высшего порядка можно пренебречь. Кроме того, изменение внешних сил и моментов, связанных с отклонениями траекторий точек агрегата от установившихся траекторий пропорциональны отклонениям и их первым производным.

Положение рамы машины в плоскости движения характеризуются величиной угла  $\varphi_n$ , а сошников  $\varphi_1$ .

Проекция  $R_{xy}$  равнодействующей сил сопротивления машины приложена в точке  $O_1$  и направлена в сторону, противоположную абсолютной скорости  $V_a$  движения.

При малых углах  $\varphi_n$

$$R_{xy} = G \cdot f \quad (1)$$

где:

$G$  – вес машины, кН

$f$  – коэффициент сопротивления качению опорных колес.

Аналогично проекции  $R_{xy1}$  равнодействующей сил сопротивления сошников приложены в точке  $O_2$  (в „центрах сопротивления”) и направлены в сторону, противоположную абсолютных скоростей  $V_{a1}$  движения.

При малых углах  $\varphi_1$

$$R_{xy1} = k_o \cdot b \quad (2)$$

где:

$k_o$  – удельное сопротивление фрезерных сошников, ( $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$ )

$b$  – ширина их захвата, (м)

Горизонтальная составляющая  $P_X$  тягового усилия приложена в точке А и направлена по оси ОХ.

Для составления дифференциальных уравнений движения агрегата воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода (Лурье, 1961).

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_n} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_n} = Q_{\varphi n}, \quad (3)$$

где:

$T$  – кинетическая энергия системы, (Дж)

$Q_{\varphi n}$  – обобщенная сила, (Н)

$t$  – время, (с)

$\varphi_n$  – обобщенная координата.

Кинетическая энергия системы  $T$  складывается из кинетической энергии машины и сошников и с учетом того, что  $\sin \varphi \approx \varphi$ ,  $\sin \varphi_1 \approx \varphi_1$ ;  $\cos (\varphi_1 - \varphi) \approx 1$  равна.

$$T = T_m + T_c = \frac{m + m_1}{2} V_0^2 + (ml + m_1 l_c) V_0 \dot{\varphi}_n \dot{\varphi}_1 + \frac{ml^2 + m_1 l_c^2}{2} \dot{\varphi}_n^2 + \frac{m_1}{2} (l_1^2 \dot{\varphi}_1^2 + 2l_1 l_c \dot{\varphi}_n \dot{\varphi}_1 + 2V_0 l_1 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_1) \quad (4)$$

где:

$V_0$  – скорость движения ведущей точки А, ( $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ )

$l$  – проекция на плоскость движения расстояния от ведущей точки А до центра масс  $O_1$  машины, (м)

$l_c$  – проекция на плоскость движения расстояния от ведущей точки А до точки присоединения фрезерных сошников, (м)

$l_1$  – проекция на плоскость движения расстояния от точки прицепа фрезерных сошников до ее “центра сопротивления”, (м)

$\dot{\varphi}_n$  – угловая скорость продольной оси машины,

$\dot{\varphi}_1$  – угловая скорость продольной оси фрезерных сошников.

Обобщенные силы  $Q_{\varphi n}$  и  $Q_{\varphi_1}$ , соответствующие обобщенным координатам  $\varphi_n$  и  $\varphi_1$ , определим из выражения работ, совершаемых силами, приложенными к агрегату на перемещениях агрегата, соответствующих приращениях координат  $\varphi_n$  и  $\varphi_1$ .

$$Q_{\varphi n} = - \frac{R_{xy} l^2 + R_{xy1} l_c^2}{V_0} \dot{\varphi}_n - (R_{xy} l + R_{xy1} l_c) \dot{\varphi}_1 \quad (5)$$

$$Q_{\phi_1} = -\frac{R_{xy1}l_1^2}{V_0}\dot{\phi}_1 - R_{xy1}l_1\dot{\phi}_1 \quad (6)$$

Подставив в уравнение (3) значения из уравнений(4), (5) и (6), получим:

$$(ml^2 + m_1l_c^2)\ddot{\phi}_n + m_1l_c l_1\dot{\phi}_n + \frac{R_{xy}l^2 + R_{xy1}l_c^2}{V_0}\dot{\phi}_n + (R_{xy}l + R_{xy1}l_c)\phi_n = 0; \quad (7)$$

$$m_1l^2\ddot{\phi}_1 + m_1l_c l_1\ddot{\phi}_n + \frac{R_{xy1}l_1^2}{V_0}\dot{\phi}_1 + R_{xy1}l_1\dot{\phi}_1 = 0 \quad (8)$$

Выразив из уравнения (7)  $\phi_n$ , подставив в (8) и два раза про дифференцировав, получим

$$a_0\phi_n^{IV} + a_1\ddot{\phi}_n + a_2\dot{\phi}_n + a_3\phi_n + a_4\phi_n = 0 \quad (9)$$

где:

$\phi_n^{IV}$  – четвертое производное обобщенной координаты  $\phi_n$  по времени.

Аналогично, исключив  $\phi_n$ , имеем:

$$a_0\phi_1^{IV} + a_1\ddot{\phi}_1 + a_2\dot{\phi}_1 + a_3\phi_1 + a_4\phi_1 = 0. \quad (10)$$

где:

$\phi_1^{IV}$  – четвертое производное обобщенной координаты  $\phi_1$  по времени.

В уравнениях (9) и (10):

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= mm_1l^2l_c^2; \\ a_1 &= \frac{m_1l_c^2(R_{xy}l^2 + R_{xy1}l_c^2) + R_{xy}l_c^2(m^2 + m_1l_c^2)}{V_0}; \\ a_2 &= m_1l_c^2(R_{xy}l + R_{xy1}l_c) + \frac{R_{xy1}l_c^2(R_{xy}l^2 + R_{xy1}l_c^2)}{V_0} + R_{xy1}l_c(m^2 + m_1l_c^2); \\ a_3 &= \frac{R_{xy1}l_c^2(R_{xy}l + R_{xy1}l_c) + R_{xy1}l_c(R_{xy}l^2 + R_{xy1}l_c^2)}{V_0}; \\ a_4 &= R_{xy1}l_c(R_{xy}l + R_{xy1}l_c). \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Определяя значения коэффициентов уравнений (9) и (10), необходимо иметь в виду, что усилие  $R_{xy1}$  может быть как положительным, так и отрицательным по

своей величине, потому что фрезерные рабочие органы в некоторых случаях создают подталкивающую силу. Эти моменты выявлены при испытаниях дернинной сеялки СДК-3,5 на Кировской машиноиспытательной станции, где отмечается, что "...тяговое сопротивление сеялки близко к нулю или имеет небольшое отрицательное значение (от -1,6 до -1,8 кН), чем объясняется рывкообразное движение сеялки на твердых почвах".

Движение невозмущенной динамической системы будет асимптотически устойчивым, если все действительные корни и вещественные части комплексных корней характеристического уравнения.

$$a_0 \lambda^4 + a_1 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda + a_4 = 0 \quad (12)$$

будут отрицательными.

Если использовать для анализа устойчивости движения системы алгебраический критерий Гурвица (Демидович, 1967), то условия устойчивости движения системы запишутся

$$\left. \begin{array}{l} a_i > 0; \\ a_1 a_2 a_3 - a_1^2 a_4 - a_0 a_3^2 > 0; \end{array} \right\} \quad (13)$$

где:  $i = 0; 1; 2; 3; 4$ .

При комплектовании дернинной сеялки с пассивными рабочими органами коэффициенты  $a_i$  характеристического уравнения (12) будут безусловно положительны ( $R_{xy1}$  имеет знак "+"), кроме того и определитель

$$a_1 a_2 a_3 - a_1^2 a_4 - a_0 a_3^2 > 0.$$

Можно показать это, упростив выражения для определения коэффициентов  $a_i$ .

Если принять  $l = l_1 = l_c$ ;  $m = m_1$ ;  $R_{xy} = R_{xy1}$ , то получим

$$a_1 a_2 a_3 - a_1^2 a_4 - a_0 a_3^2 = m + \frac{2IR}{V_0^2} > 0. \quad (14)$$

Такая система устойчива по Ляпунову. Если агрегат скомплектован из машины с пассивными рабочими органами, то проверку устойчивости по Ляпунову невозмущенного движения можно не производить, а установка дополнительных стабилизаторов-рыхлителей (Кормщиков, 1979) требуется для улучшения качества выполнения технологических операций.

Однако, дернинные сеялки укомплектованы фрезерными активными рабочими органами и одним из направлений дальнейшего повышения производительности агрегатов в сельском хозяйстве является внедрение комбинированных машин с активными рабочими органами.

Для таких агрегатов применительно к рассматриваемой расчетной схеме направление реакции почвы  $R_{xy}$  сменится на противоположное. При незначительном увеличении  $|-R_{xy}l_-|$  по сравнению  $|R_{xy}l|$  коэффициенты  $a_3$  и  $a_4$  уравнения (12) становятся отрицательными и условия (13) устойчивости движения не выполняются.

Анализ полученных зависимостей показывает, что для обеспечения устойчивости движения более целесообразно использовать специальные стабилизаторы-рыхлители, совмещающие операции дополнительного рыхления, щелевания и кротования почвы, установленные на сеялке с возможно большим сопротивлением.

Проведем анализ устойчивости движения агрегата для случая, когда  $l = l_1$ ;  $nl = l_c$ ;  $m = m_1$ ;  $|-R_{xy}l_-| = R_{xy}l$ .

Коэффициенты при этом положительны и определитель

$$a_1 a_2 a_3 - a_1^2 a_4 - a_0 a_3^2 = m + \frac{2nlR}{V_0^2} > 0 \quad (15)$$

Значит движение агрегата в этом случае будет также устойчиво.

## Выводы

Полученные зависимости (7) и (8) позволяют анализировать устойчивость движения дернинных сеялок, состоящих из рамы с туковым и семенным ящиками и элементов привода на 2-х опорных колесах, к которому при помощи параллелограмного четырехзвенника навешаны фрезерные сошники с приводом.

Анализ полученных зависимостей показывает, что для обеспечения устойчивости движения дернинных сеялок с активными фрезерными рабочими органами, более целесообразно использовать специальные стабилизаторы-рыхлители, совмещающие операции дополнительного рыхления, щелевания и кротования почвы, установленные на сеялке с возможно большим сопротивлением. Величина сопротивления определяется в зависимости от количества и конструктивных параметров активных рабочих органов, также с учетом режимов их работы.

## Литература

- Barszczewski, J., Wasilewski, Z., Wróbel, B. (2013). *Ocena prototechnicznych wskaźników intensywności gospodarowania na trwałych użytkach zielonych w systemie konwencjonalnym*. WŚOW, tom 13, zeszyt 3(43), ISSN 1642-8145.
- Сысуев, В.А., Кормщиков, А.Д. и др. (2007). Рекомендации по улучшению лугов и пастбищ в Северо-Восточном регионе Европейской части России (рекомендации). Москва. ФГНУ «Росинформагротех», 116.
- Демидович, Б.П. (1967). Лекции по математической теории устойчивости. Москва. Наука, 90-102.
- Кормщиков, А.Д. (1979). Совершенствование рабочих органов плоскорезов. *Тракторы и сельхозмашины*, № 11, 16-18.
- Лурье, А.И. (1961). Аналитическая механика. Москва. Государственное издательство физико-математической литературы, 282-367.

- Radkowski, A., Kasperczyk, M., Kuboń, M. (2005). Uprawa traw na nasiona w aspekcie jakości materiału siewnego i wielkości ponoszonych nakładów. *Inżynieria Rolnicza*, 7(67), 237-243.
- Terlikowski, J. (2014). The effect of permanent grassland sward enrichment with special varieties of grasses and legumes on the quality of produced bulk fodder. *Journal of research and applications in agricultural engineering*. PIMR Poznań, ISSN 1642-686X.
- Terlikowski, J., Kozłowska, T., Wesołowski, P., Mendra, M. (2013). *Ocena intensywności produkcji na trwałych użytkach zielonych w zrównoważonym systemie gospodarowania*. Woda Środowisko i Obszary Wiejskie, tom 13, zeszyt 4(44), ISSN 1642-8145, 145-162.
- Wasilewski, Z. (2014). Wielkość i jakość plonów z łąk ekstremalnie użytkowanych i koszonych w dwóch terminach. Woda Środowisko i Obszary Wiejskie, tom 14, zeszyt 1(45), ISSN 1642-8145, 101-109.
- Zielińska, K., Fabiszewska, A., Wróbel, B. (2014). Assessment of the quality of sward from the grasslands of selected organic farms. Ocena jakości runi łąkowej y użytków zielonych w wybranych gospodarstwach ekologicznych. *Journal of research and applications in agricultural engineering*. PIMR Poznań, ISSN 1642-686X, 131-136.

## STABILNOŚĆ RUCHU SIEWNIKA DO PODSIEWU TRAW

**Streszczenie.** Stabilność ruchu maszyny rolniczej określa jej przydatność i wpływa na jakość wykonania operacji technologicznych. Badania stabilności ruchu maszyn rolniczych w układzie ze źródłem napędu (ciągnikiem rolniczym) mają duże znaczenie praktyczne a podstawy teoretyczne dają możliwość racjonalnego i dopasowanego wyboru ich parametrów konstrukcyjno-technologicznych i reżimów pracy. Otrzymane zależności pozwalające analizować stabilność ruchu siewników do traw, składających się z ramy oraz zbiorników nawozu i nasion, elementów napędowych i dwu kół podporowych, do których przy pomocy czteroelementowych równoległoboków zawieszono napędzane zespoły frezujące. Analiza otrzymanych zależności wykazała, że dla zapewnienia stabilności ruchu siewnika do podsiewu traw z aktywnymi frezującymi organami roboczymi, bardziej celowe jest stosowanie specjalnych stabilizatorów-spulchniaczy, wykonujących operację uzupełniającego spulchniania, szczelinowania i wyrównywania gleby, umieszczone na siewniku z możliwie dużym oporem prac. Wielkość oporu wyznacza się w zależności od liczby i konstrukcyjnych parametrów aktywnych organów roboczych, a także z uwzględnieniem reżimów ich pracy.

**Słowa kluczowe:** stabilność, siewnik, maszyna rolnicza