

# ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

УДК 631.363.78

И.Я. Федоренко, В.Е. Янышевский  
I.Ya. Fedorenko, V.Ye. Yanysheskiy

## АВТОКОЛЕБАНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА ДОЗАТОРА СЫПУЧИХ КОРМОВ

### SELF-OSCILLATION OF THE WORKING ELEMENT OF A LOOSE FEED PROPORTIONER

**Ключевые слова:** сыпучие корма, дозирование, автоколебания, вибровозбудитель, рабочие органы, трение, компьютерный эксперимент.

**Keywords:** loose feed, proportioning, self-oscillation, vibration exciter, working elements, friction, computer-aided experiment.

Динамика рабочих органов дозатора представляет наибольший интерес в процессах вибрационного дозирования плохосыпучих компонентов. Вибрационное воздействие рабочих органов на рабочую среду дозатора осуществляется за счет самовозбуждения колебаний посредством сухого трения. В процессе анализа динамической схемы дозатора получили дифференциальное уравнение движения рабочего органа. Анализ уравнения позволяет судить о движении рабочих органов в процессе дозирования вплоть до определения моментов времени остановки рабочего органа и его ускоренного движения. Таким образом, основные факторы, с помощью которых можно управлять автоколебаниями, таковы:  $\Omega$  — угловая скорость рабочего органа, задаваемая приводом;  $\omega_0$  — частота свободных колебаний системы;  $\alpha_1, \alpha_2$  — величины угла закрутки пружины от действия момента сил трения. Влияние этих факторов легче всего проследить с помощью компьютерного эксперимента, который проводился численным решением дифференциальных уравнений при помощи функции Odesolve программы Mathcad 15. Из проведенного компьютерного моделирования следует, что результаты аналитического и численного решения дифференциальных уравнений полностью совпадают. Это позволяет в дальнейшем провести численный эксперимент, т.е., задаваясь уровнями величин  $\omega_0, \Omega, \alpha_1$  и  $\alpha_2$ , получить уравнение регрессии с целью оценки влияния этих факторов на оценочные показатели автоколебаний. Результаты исследований показывают, что при небольшой модификации привода дозатора возможно получение автоколебаний рабочего органа без применения каких-либо специальных вибровозбудителей.

The dynamics of proportioner working elements is of greatest interest when dealing with the processes of vibrating proportioning of non-free-flowing components. The vibration impact of the working elements on the operating environment of a proportioner occurs due to self-excitation of oscillations by dry friction. The differential equation of working element movement was derived by the analysis of proportioner dynamic design. The analysis of the equation enables to consider the movement of the working elements during proportioning including the determination of the working element stop time and its accelerated movement. Thus, the main factors that may control the self-oscillations are as following:  $\Omega$  — the working element angular motion rate defined by the drive;  $\omega_0$  — the frequency of free oscillations of the system;  $\alpha_1, \alpha_2$  — the torsion values of the spring by the action of the frictional torque. The effect of these factors is most easily followed by means of computer simulation. The computer-aided experiment was conducted by numerical solution of differential equations by means of the Odesolve function in the Mathcad 15 software. It follows from the computer simulation that the results of the analytical and numerical solutions of differential equations agree exactly. Subsequently this enables to conduct a numerical experiment, i.e. setting the levels of  $\omega_0, \Omega, \alpha_1$  and  $\alpha_2$  values to obtain a regression equation with the purpose of evaluating the impact of these factors on the estimated figures of self-oscillation. The research results show that a minor modification of the proportioner drive will enable to obtain self-oscillations of the working element without using any special exciters.

**Федоренко Иван Ярославович**, д.т.н., проф., зав. каф. «Механизация производства и переработки сельскохозяйственной продукции», Алтайский государственный аграрный университет. Тел.: (3852) 62-83-26. E-mail: ijfedorenko@mail.ru.

**Янышевский Валерий Евгеньевич**, магистрант, Алтайский государственный аграрный университет. E-mail: walera-jan@mail.ru.

**Fedorenko Ivan Yaroslavovich**, Dr. Tech. Sci., Prof., Head, Chair of Agricultural Production Mechanization and Processing, Altai State Agricultural University. Ph.: (3852) 62-83-26. E-mail: ijfedorenko@mail.ru.

**Yanyshevskiy Valeriy Yevgenyevich**, master's degree student, Altai State Agricultural University. E-mail: walera-jan@mail.ru.

### Введение

При приготовлении кормовых смесей одним из важнейших технологических процессов является дозирование, к которому предъявляются особые требования. Неточное дозирование компонентов снижает кормовую и биологическую ценность кормовых смесей, а избыток дорогостоящих компонентов приводит к удорожанию продукции и нарушению баланса питательных веществ.

Несмотря на большое количество исследований, до сих пор не решена проблема дозирования плохосыпучих компонентов, таких как мел, соль, мясокостной и травяной муки и других материалов [1, 2]. Трудности с дозированием этих компонентов обусловлены их слеживаемостью, гигроскопичностью, склонностью к образованию сводов, налипанием на рабочие органы и т.д.

Одним из эффективных приемов виброоживления и побуждения к истечению таких компонентов является вибрационное воздействие на них в процессе дозирования [3].

Предлагается решение этой проблемы на основе использования автоколебательного рабочего органа. Преимущество таких рабочих органов состоит в том, что они самовозбуждаются, при этом не нужен специальный вибровозбудитель, как это имеет место при вынужденных колебаниях.

**Целью** исследования является повышение эффективности работы дозатора сыпучих кормов. Для достижения данной цели необходимо решить следующие **задачи**:

- предложить конструкцию вибрационного бункера-дозатора, обладающего улучшенными технико-экономическими показателями;
- проанализировать динамические свойства дозатора.

### Объекты и методы исследований

Проанализировав существующие технические решения в области дозирования, мы предложили существенно отличающуюся от аналогов конструкцию дозатора плохосыпучих кормов [4]. Он включает в себя (рис. 1) цилиндрический бункер 1, внутри которого расположена пружина 2 с закрепленными на ней лопастями 3. Пружина связана через муфту 4 с валом электропривода 5. Во внутренней части пружины с зазором относительно ее витков установлен цилиндрический стержень 6. Нижний конец пружины 2 жест-

ко связан через муфту 7 и ось 8 с гребенкой 9, которая без зазора установлена над решеткой 10.

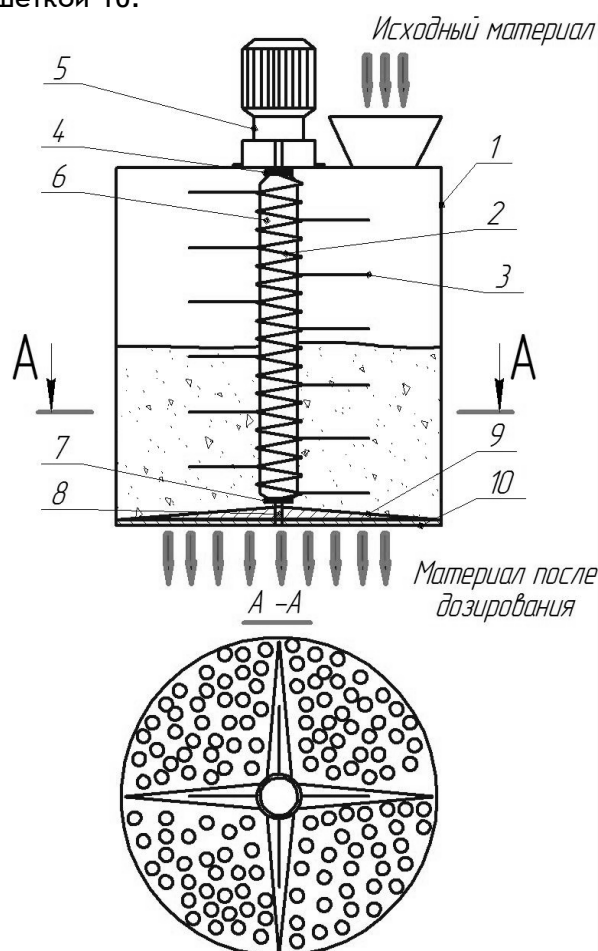


Рис. 1. Конструктивная схема дозатора

Устройство работает следующим образом. При включении электропривода 5 вращение через муфту 4 передается пружине 2, одновременно приводя в движение связанные жестко с пружиной лопасти 3, которые при вращении способствуют одновременному разрушению и разрыхлению слоя корма над решеткой. Одновременно вращение через пружину 2 и муфту 7 передается гребенке 9, которая побуждает корм к истечению через отверстие решетки 10.

В связи с тем, что вращение от электропривода 5 к гребенке 9 передается через пружину 2, а взаимодействие между гребенкой 9 и решеткой 10 представляет собой сухое трение, то возникают угловые автоколе-

бания гребенки 9 дополнительно к основному ее вращательному движению.

Автоколебания гребенки 9 способствуют повышению равномерности дозирования сыпучего корма. При этом одним электроприводом 5 обеспечиваются вращение и колебание гребенки 9.

Рассмотрим вопрос возникновения колебаний рабочего органа теоретически, для чего представлены его расчетные динамические схемы (рис. 2). Первая из них (рис. 2а) в точности соответствует функционированию рабочего органа. Предполагается, что рабочий орган в процессе работы совершает сложное движение, равномерное в среднем, но с наложением вибрационных всплесков. Закон движения может быть записан в следующем виде:

$$\varphi(t, \omega t) = \Omega t + \varphi(\omega t),$$

где  $\varphi$  – угол поворота рабочего органа;

$\Omega$  – угловая скорость рабочего органа, задаваемая приводом;

$\varphi(\omega t)$  – функция, отражающая закон автоколебаний.

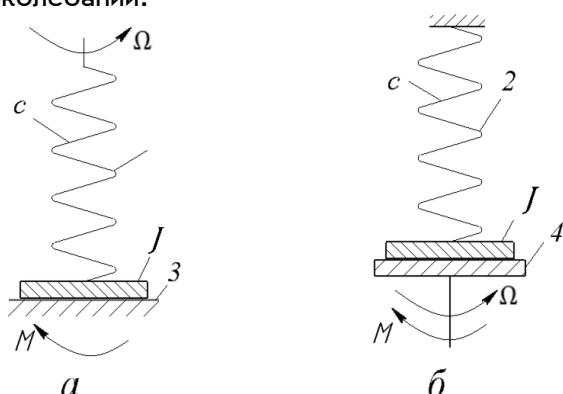


Рис. 2. Прямая (а) и обращенная (б) динамические схемы рабочего процесса

Гребенку зазора моделирует диск 1 (рис. 1а) с моментом инерции  $J$ . Диск взаимодействует посредством сухого трения с решёткой 3. Пружину 2, обладающую коэффициентом упругости на скручивание  $c$ , считаем невесомой.

Наряду с прямой рассмотрим также обращенную динамическую схему рабочего органа (рис. 2а). Являясь по сути эквивалентной первой, она позволяет рассматривать равномерное и колебательное движения отдельно, что существенно упрощает динамический анализ. Для этой схемы характерно, что верхний конец пружины заделан жестко, а равномерное вращательное движение совершает решетка, представляемая диском 4 (рис. 2а).

Сосредоточим свое внимание на анализе второй схемы.

Нам потребуется еще характеристика трения. Она должна отражать общеизвестный факт, что коэффициенты трения движения  $f_2$

всегда меньше коэффициентов трения покоя  $f_1$  (обычно считается, что  $f_2 = 0,7 f_1$ ) [5].

В соответствии со сказанным примером момент сухого трения, действующий между дисками 1 и 4, имеет вид, показанный на рисунке 3.

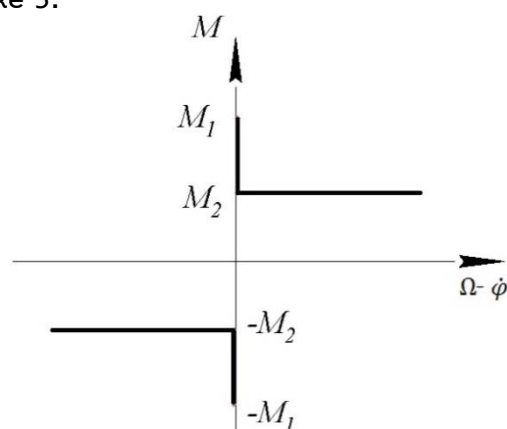


Рис. 3. Характеристика изменения момента сопротивления от относительной угловой скорости скольжения ( $\Omega-\dot{\varphi}$ )

### Результаты и их обсуждение

Запишем далее дифференциальное уравнение колебаний диска 1 (рис. 2б):

$$J\ddot{\varphi} + c\varphi = M(\Omega-\dot{\varphi}), \quad (1)$$

где  $\ddot{\varphi}$ ,  $\dot{\varphi}$  – угловое ускорение и угловая скорость диска.

Момент сопротивления  $M(\Omega-\dot{\varphi})$  зависит от угловой скорости ( $\Omega-\dot{\varphi}$ ) скольжения в контакте:

$$M(\Omega-\dot{\varphi}) = M_1 \text{ при } \Omega-\dot{\varphi} = 0;$$

$$M(\Omega-\dot{\varphi}) = M_2 \text{ при } \Omega-\dot{\varphi} \neq 0. \quad (2)$$

Таким образом, уравнение (1) в целом нелинейное, но линейное на отдельных этапах движения. В связи с этим воспользуемся методом припасовывания (кусочно-линейного анализа), изложенного для родственных автоколебательных систем в книгах [6, 7]. Но прежде дадим вербальное описание автоколебаний, основываясь на схеме рисунка 2 а. Если включить вращение диска 4 по часовой стрелке, то на первых порах в зоне контакта дисков 1 и 4 проскальзывания нет, они будут вращаться вместе как «слипшиеся». Пружина 2 при этом будет закручиваться. Это первый этап автоколебательного движения. Но когда момент упругости пружины  $c\varphi$  сравняется с моментом от предельных сил трения покоя  $M_1$ , произойдет проскальзывание дисков и момент трения скачком уменьшается до величины  $M_2$ . При этом сила упругости закрученной пружины заставит вращаться диск 1 в обратном направлении. Наступит второй этап автоколебаний. После ослабления пружины диски опять «слипнутся», и процесс опять повторится.

Вернемся к уравнению (1). Преобразуем его для этапов скольжения дисков следующим образом:

$$\ddot{\varphi} + \frac{c}{J} \varphi = \frac{M_2}{J}.$$

Домножим и разделим правую часть на  $c$ , тогда уравнение примет вид

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = \omega_0^2 a_2 (\Omega - \dot{\varphi}), \quad (3)$$

где  $\omega_0^2 = \sqrt{c/J}$  – частота свободных колебаний системы диск 1 – пружина 2 (рис. 2);

$a_2 = M/c$  – величина угла закрутки пружины от действия момента сил трения  $M_2$  (имеющие размерность  $[\varphi]$ ).

Это уравнение будем интегрировать, сдвигая начало отчета времени с моментом срыва, т.е. началом проскальзывания дисков относительно друг друга. Начальные условия при этом будут таковы:

$$\varphi(0) = \frac{M_1}{c} = a_1; \quad \dot{\varphi}(0) = \Omega, \quad (4)$$

Общее решение уравнения (3) имеет вид [3]

$$\varphi = a_2 + B_1 \cos \omega_0 t + B_2 \sin \omega_0 t, \quad (5)$$

где  $B_1$  и  $B_2$  – произвольные постоянные.

Решение представляет собой часть синусоиды, поднятой на величину  $a_2$  относительно координатной линии  $o\varphi$ .

Соответственно, угловая скорость определяется выражением:

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = B_1 \omega_0 (-\sin \omega_0 t) + B_2 \omega_0 \cos \omega_0 t. \quad (6)$$

Подставляя в решении (5) и (6) начальные условия, будем иметь два уравнения для определения произвольных постоянных  $B_1$  и  $B_2$ :

$$a_1 = a_2 + B_1; \quad \Omega = B_2 \omega_0.$$

Отсюда имеем

$$B_1 = a_1 - a_2; \quad B_2 = \Omega / \omega_0.$$

С учетом этого общее решение можно представить в виде

$$\varphi = a_2 + (a_1 - a_2) \cos \omega_0 t + \frac{\Omega}{\omega_0} \sin \omega_0 t; \quad (7)$$

$$\dot{\varphi} = -\omega_0 (a_1 - a_2) \sin \omega_0 t + \Omega \cos \omega_0 t. \quad (8)$$

Выражение (7) и (8) будут действительны от момента срыва ( $t = 0$ ) до момента ( $t = t_1$ ), когда скорости  $\dot{\varphi}$  и  $\Omega$  опять сравняются (новое сцепление дисков). Следовательно, момент времени  $t_1$  может быть найден из трансцендентного уравнения:

$$\Omega = -\omega_0 (a_1 - a_2) \cos \omega_0 t + \frac{\Omega}{\omega_0} \sin \omega_0 t.$$

Решив его, найдем, что

$$t_1 = \frac{2}{\omega_0} (\pi - \arctg D), \quad (9)$$

$$\text{где } D = \frac{\omega_0}{\Omega} (a_1 - a_2). \quad (10)$$

На промежутке времени  $0 \dots t_1$  функция  $\varphi(t)$  имеет два экстремума, которые можно

определить из условий, что  $\dot{\varphi}(t) = 0$ . Приравняв выражение 8 нулю, находим:

$$t_* = \frac{1}{\omega_0} \arctg \frac{1}{D} - \max; \quad (11)$$

$$t_{**} = \frac{1}{\omega_0} \arctg \frac{1}{D} + \frac{\pi}{\omega_0} - \min. \quad (12)$$

В соответствии с этими моментами времени будем иметь

$$\varphi(t_*) = \varphi_{\max}; \quad \varphi(t_{**}) = \varphi_{\min}.$$

Следовательно, размах автоколебаний  $\Delta\varphi$  составит величину

$$\Delta\varphi = \varphi_{\max} - \varphi_{\min}. \quad (13)$$

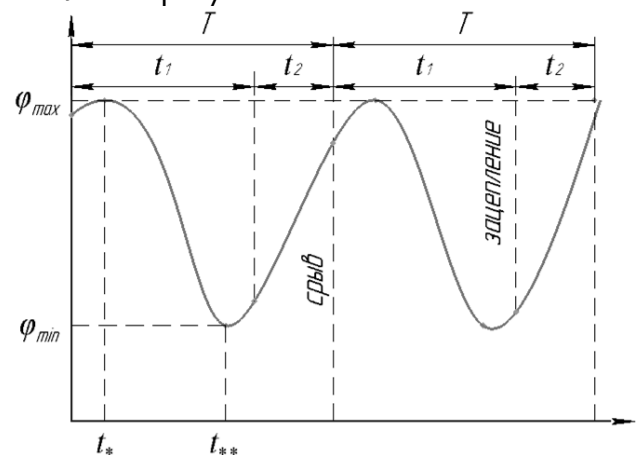
В момент  $t_1$  угол закручивания пружины составит величину

$$\varphi = 2a_1 - a_2. \quad (14)$$

Начиная с момента  $t_1$  диски будут двигаться совместно с угловой скоростью  $\Omega$  до тех пор, пока не произойдет новый срыв (взаимное проскальзывание). Время этого совместного движения составит

$$t_2 = \frac{2(a_1 - a_2)}{\Omega}. \quad (15)$$

Примерный график автоколебаний представлен на рисунке 4.



Полный период  $T$  автоколебаний составит

$$T = t_1 + t_2 = \frac{2}{\omega_0} (\pi - \arctg D) + \frac{2(a_1 - a_2)}{\Omega}.$$

Угловая частота автоколебаний при этом

$$\omega = \frac{2\pi}{T}.$$

Соотношение времени фаз срыва и совместного движения дисков будет составлять

$$\xi = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\Omega}{\omega_0} \cdot \frac{\pi - \arctg D}{a_1 - a_2}.$$

Таким образом, основные факторы, с помощью которых можно управлять автоколебаниями, таковы:  $\Omega$ ,  $\omega_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ .

Их влияние легче всего проследить с помощью компьютерного эксперимента, который проводился численным решением дифференциальных уравнений при помощи функции Odesolve программы Mathcad 15.



На рисунке 5а представлен 1-й этап развития автоколебаний, на рисунке 5б – 2-й этап, причем даны совмещенные графики углового перемещения рабочего органа и его скорости. Поэтому легко выделяется 1-й этап – это область изменения  $\dot{\varphi}$  от  $\Omega$  при  $t = 0$  до  $\Omega$ , но уже при  $t = t_1$ . Соответственно, 2-й этап характерен  $\dot{\varphi} = \Omega = const$  при изменении времени от 0 до  $t_2$ .

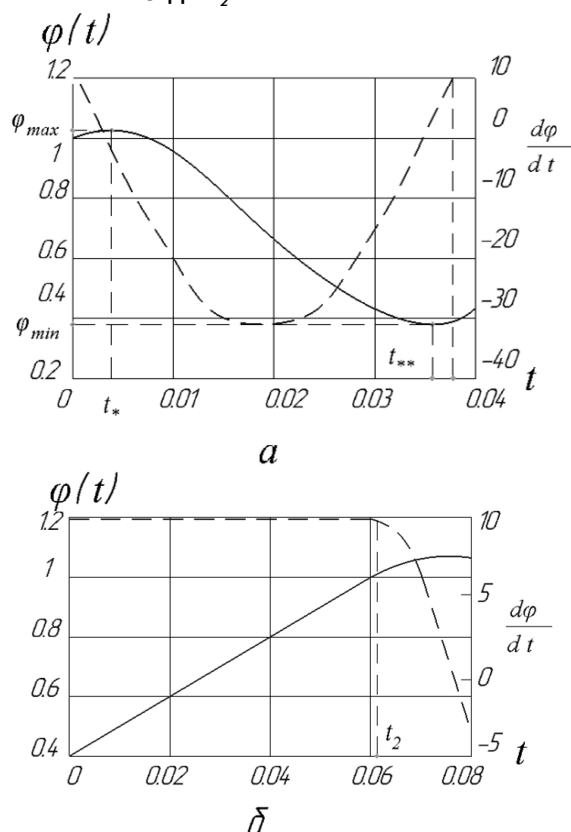


Рис. 5. Компьютерное моделирование автоколебаний при  $\omega_0 = 100 \text{ с}^{-1}$ ;  $\Omega = 100 \text{ с}^{-1}$ ;  $a_1 = 1 \text{ рад}$ ;  $a_2 = 0,7 \text{ рад}$ : а – этап 1; б – этап 2

Сопоставим результаты аналитического и компьютерного моделирования. Для этого подсчитаем основные параметры автоколебаний по формулам (9)-(15), задавшись данными  $\omega_0 = 100 \text{ с}^{-1}$ ;  $\Omega = 100 \text{ с}^{-1}$ ;  $a_1 = 1 \text{ рад}$ ;  $a_2 = 0,7 \text{ рад}$ :

$$D = \frac{100}{10} (1 - 0,7) = 3; t_1 = \frac{2}{100} (\pi - \arctg 3) \approx 0,03 \text{ с};$$

$$t. = \frac{1}{100} \arctg \frac{1}{3} \approx 0,003 \text{ с}; t_{**} = 0,003 + \frac{3,14}{100} \approx 0,034 \text{ с};$$

$$\varphi_{t=t_1} = 2 \cdot 0,7 - 1 = 0,4; t_2 = \frac{2(1-0,7)}{10} = 0,06 \text{ с}.$$

Из рисунка 5 следует, что результаты аналитического и численного решения диффе-

ренциальных уравнений полностью совпали. Это позволяет в дальнейшем провести численный эксперимент, т.е., задаваясь уровнями величин  $\omega_0$ ,  $\Omega$ ,  $a_1$  и  $a_2$ , получим уравнение регрессии с целью оценки влияния этих факторов на оценочные показания автоколебаний.

### Выводы

1. Результаты исследований показывают, что при небольшой модификации привода дозатора сыпучих кормов возможно получение автоколебаний рабочего органа без применения каких-либо специальных вибровозбудителей.

2. Совпадение результатов аналитического и численного решения дифференциальных уравнений, полученное в работе, свидетельствует о правильности выбранного метода исследования.

### Библиографический список

1. Кукта Г.М. Технология переработки и приготовления кормов – М.: Колос, 1978. – 240 с.
2. Федоренко И.Я. Технологические процессы и оборудование для приготовления кормов: учебное пособие. – М.: Форум, 2011. – 176 с.
3. Рогинский Г.А. Дозирование сыпучих материалов. – М.: Химия, 1978. – 167 с.
4. Пат. №2580148 Российская Федерация, МПК: А01К5/02, В02С18/00. Бункер-дозатор сыпучих кормов / И.Я. Федоренко, В.Е. Янышевский; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО АГАУ. – № 2015104693/13; заявл. 11.02.2015; опубл. 10.04.2016, Бюл. №10.
5. Челомей В.Н., Блехман И.И. Вибрации в технике: в 6 т. Колебания нелинейных механических систем. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2. – 351 с.
6. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 272 с.
7. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.

### References

1. Kukta G.M. Tekhnologiya pererabotki i prigotovleniya kormov – M.: Kolos, 1978. – 240 s.
2. Fedorenko I.Ya. Tekhnologicheskie protsessy i oborudovanie dlya prigotovleniya kormov: ucheb. posobie. – M.: Forum, 2011. – 176 s.
3. Roginskii G.A. Dozirovanie syupuchikh materialov. – M.: Khimiya, 1978. – 167 s.
4. Pat. № 2580148 Rossiiskaya Federatsiya, MPK: A01K5/02, V02S18/00. Bunker-dozator syupuchikh kormov / Fedorenko I.Ya., Yanyshevskii V.E.; zayavitel' i patentoobladatel' FGBOU VPO AGAU. – № 2015104693/13;

zayavl. 11.02.2015; opubl. 10.04.2016, Byul. № 10.

5. Chelomei V.N. Vibratsii v tekhnike. V 6 t. T. 2. Kolebaniya nelineinykh mekhanicheskikh sistem / I.I. Blekhan. – M.: Mashinostroenie, 1979. – 351 s.

6. Panovko Ya.G. Vvedenie v teoriyu mekhanicheskikh kolebanii. – M.: Nauka, 1988. – 272 s.

7. Biderman V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebanii. – M.: Vyssh. shkola, 1980. – 408 s.



УДК 629.114.2.00434

**А.В. Шистеев, А.И. Аносова, В.А. Беломестных,  
М.К. Буряев, С.Ю. Луговнин**  
A.V. Shisteyev, A.I. Anosova, V.A. Belopomestnykh,  
M.K. Burayev, S.Yu. Lugovnin

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТРАКТОРОВ «NEW HOLLAND»  
НА ОСНОВЕ РЕЗЕРВИРОВАНИЯ  
СМЕННО-ОБМЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ ТЕХНИЧЕСКОМ СЕРВИСЕ**

**ENSURING SERVICEABILITY OF NEW HOLLAND TRACTORS BASED ON RESERVATION  
OF EXCHANGEABLE PARTS AT TECHNICAL SERVICE**

**Ключевые слова:** резервирование, прогнозирование, составные части, отказы, сельскохозяйственное производство, технический сервис, импортная техника, трактор, сменно-обменные элементы.

Повышение производства сельскохозяйственной продукции и укрепление продовольственной безопасности нашей страны основываются, в первую очередь, на самых современных машинах и машинных технологиях в агробизнесе. В связи с этим сельскохозяйственное производство невозможно представить без использования иностранной сельскохозяйственной техники. И не потому, что в России практически развалено сельхозмашиностроение, а потому, что эти машины имеют ряд конструктивных и технологических преимуществ перед отечественной техникой и, несмотря на дороговизну, спрос на них со стороны хозяйствующих субъектов не уменьшается. Легендарный сельхозмашиностроитель А.А. Ежевский считает, что оптимальное соотношение должно быть таким: на полях работают 75-80% отечественной и 20-25% импортной техники. В настоящее время на рынке агробизнеса России производство сельскохозяйственной продукции обеспечивается парком иностранной техники, в числе которых около 40 тысяч тракторов и самоходных зерно- и кормоуборочных комбайнов фирмы «New Holland». Высокая стоимость запасных частей к этим машинам определяет повышенные требования к прогнозированию нормативов потребности в сменно-обменных элементах при техническом сервисе. В настоящее время ремонтная документация и нормативы потребности в сменно-обменных элементах по импортной технике большей частью отсутствуют, а имеющиеся слабо взаимосвязаны и недостаточно отражают техническую потребность машин в сменно-обменных элементах при агрегатной стратегии их ремонта. Реальный спрос на сменно-обменные элементы должным образом не изучается, а их нормативные запасы, регламентированные заводами-изготовителями, не соответствуют

потребностям на местах. Приведены некоторые результаты решения проблемы с позиции совместной оптимизации стратегии ремонта, продолжительность удельного простоя машин и нормативов потребности в сменно-обменных элементах на примере тракторов фирмы «New Holland».

**Keywords:** reservation, forecasting, component parts, failures, agricultural production, technical service, imported machinery, tractor, exchangeable parts.

The challenge of increasing agricultural production and strengthening food security is based first of all on advanced machinery and mechanization technologies in agricultural business. In this regard, agricultural production is not possible without using foreign farm machinery. In spite of high price, agricultural producers prefer foreign machinery because of its constructive and technological advantages over domestic equipment. The demand for foreign machinery is stable. A famous agricultural engineer A.A. Yezhevskiy considers that the optimal ratio of equipment should be as following: 75-80 % of the domestic and 20-25 % of imported equipment. There is a considerable foreign machinery fleet in Russia at present; this includes about 40 thousand tractors and self-propelled grain and forage combine-harvesters manufactured by New Holland Agriculture Company. The high cost of spare parts makes increase requirements to the forecasting standards of exchangeable parts during technical service. As a rule, repair documentation and standard requirements to exchangeable parts of imported machinery is not available. The available documentation and standard requirements are poorly integrated and do not sufficiently reflect the need for exchangeable parts during repair. The effective demand for such exchangeable parts is understudied, and their reserves defined by the manufacturers do not meet the local needs. This paper presents some results of solving the problem from the position of the joint optimization strategy of repair by the example of New Holland tractors.