



УДК 631.363. 636.085

ДИНАМИЧНОСТЬ ПЛОТНОСТИ И КАЧЕСТВА КОРМОВОЙ СМЕСИ ДЛЯ КРУПНОГО РОГАТОГО СКОТА

Шацкий В.В., д.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет,
Тел.: (0619) 42-05-70

Аннотация – работа посвящена математическому моделированию изменения плотности и качества кормовой смеси в зависимости от фракционного состава компонентов рациона крупного рогатого скота.

Ключевые слова – корм, частицы, фракционный состав, рацион, единичный объем, вероятность расположения частиц, плотность кормовой смеси.

Постановка проблемы. Качество смешивания компонентов рациона оказывает существенное влияние на переваримость кормовой смеси и, как следствие, на продуктивность животных. Это влияние обусловлено изменением количества питательных веществ в порции корма, которая, как правило, имеет объем, изменяющийся в пределах неравномерности раздачи кормов раздатчиками, работающими по принципу объемного дозирования.

Различное расположение частиц одного вида корма приводит к колебанию плотности этой порции, а неравномерное смешивание разных по своим физико-механическим свойствам компонентов существенно усиливает это негативное явление. С изменением плотности кормового материала происходит количественное изменение питательных веществ, что и представляет научный интерес в теоретическом плане.

Анализ последних исследований. Ранее проведенные теоретические и экспериментальные исследования относительно влияния кормового материала на качество выполнения технологического процесса были направлены на исследование влияния фракционного состава на качество дозированной подачи и не касались процесса смешивания.

Цели статьи. Поэтому целью данных теоретических исследований является разработка модели порции корма, состоящей из различных компонентов стебельных кормов и определение закономерности изменения плотности и качества многокомпонентной смеси при ди-

наличности структуры и физико-механических свойств компонентов рациона.

Основная часть. При проведении теоретических исследований выдвинута следующая научная гипотеза - увеличение частиц одного вида корма не приводит к пропорциональному снижению количества частиц другого вида корма при постоянном объеме кормовой смеси. При этом происходит изменение плотности кормосмеси, а следовательно ее массы. Все это является основой изменения содержания питательных веществ в порциях неизменного объема.

Для определения изменения количества питательных веществ в порциях кормосмеси различного качества смешивания рассмотрим распределение частиц стебельного корма в порции, которая выдается животному при следующих концептуальных положениях:

- единичный объем V_1 состоит из элементарных объемов, в которых расположены центры частиц;

- единичный объем V_1 состоит из элементарных горизонтальных слоев, состоящих из элементарных площадок, где расположены центры (середина) частиц (одна площадка на одну частицу);

- чем больше длина частиц, тем больший элементарный объем и площадка приходится на частицу;

- пересечение частиц происходит с определенной вероятностью, которая зависит от расположения центра частицы на элементарной площадке, угла ее расположения и длины;

- высота элементарного слоя увеличивается с повышением расположения слоя (адекватно изменению плотности корма по высоте расположения) и зависит от размера частиц.

Такие концептуальные положения позволяют отобразить влияние фракционного состава компонентов рациона на высоту слоев, плотность кормосмеси и, следовательно, на питательность и энергетическую ценность. Для определения влияния количества частиц на плотность порции, выдаваемой животному, рассмотрим взаимодействие частиц, располагающихся в соседних элементарных объемах или на элементарных площадках.

Количество частиц N_v в единице (условно) объема рассчитывается исходя из среднего значения плотности ρ

$$\rho = \frac{M_{V_1}}{V_1} = \frac{\sum m_i n_i}{LBH}, \quad (1)$$

где M_{V_1} – масса единичного объема, кг;

V_1 – объем единичный, м³;

m_i – масса частицы i -ой фракции;

n_i – количества частиц i -ой фракции;

L, B, H – соответственно, длина, ширина и высота единичного объема порции, м.

В единичном объеме находится $N_{ед.ч} = \sum n_i$. На каждую частицу приходится элементарный объем, в котором расположен центр (средина) частицы $V_{эл} = V_1/\sum n_i$.

Количество этих элементарных объемов в горизонтальной плоскости единичного объема постоянно, а высота h_i изменяется обратно пропорционально плотности по высоте порции.

На горизонтальной площадке $F_1 = LB$ единичного объема находятся количество N_{fi} частиц, центры которых равновероятно располагаются на элементарной площади $F_{эл} = a^2$ (рис. 1).

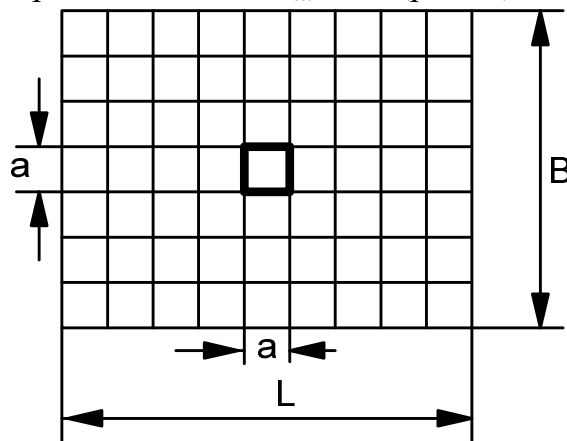


Рис.1. Схема расположения элементарных площадок

Для определения математического ожидания величины расстояния между центрами частиц, которое равно стороне квадрата элементарной площади, принимаем допущение – максимальное удаление центров частиц не может превышать половины средней длины частиц.

Положение близлежащих частиц (рис.2) определяется расстоянием между их центрами в системе координат x и y и углом α наклона линии соединяющей центры соседних частиц. Принимаем x изменяется от 0 до 0,5l, при этом y находится в диапазоне $0 < y < xtga$, а угол – в диапазоне $arctg y/x < \alpha < 0,5\pi$.

Поэтому математическое ожидание расстояния r между центрами частиц, которое приравнивается стороне квадрата элементарной площади, определяется выражением

$$\bar{r} = \frac{8}{\pi l^2} \int_0^{0,5\pi} d\alpha \int_0^{0,5l} dx \int_0^{xtg\alpha} (x^2 + y^2)^{0,5} dy = a. \tag{2}$$

Иначе математическое ожидание расстояния r между центрами частиц определяем через размер элементарной площадки, на которой располагается центр частицы. Зная количество частиц n_1 , находящихся в единичном объеме корма V_1 , определяем площадь слоя, в котором располагается известное количество частиц n_1 , и выявляем размер условной элементарной площадки F_{ei} , приходящуюся на одну частицу.

Сторона этой площадки будет равняться среднему расстоянию между центрами соседних частиц

$$F_{ei} = \frac{V_1 \sum m_i n_i}{BL_n H_n n_1 \rho h_{cl}} = a_i^2, \quad (3)$$

где V_1 - единичный объём порции с известным количеством частиц n_1 ;

h_{cl} - высота слоя порции;

m_i - масса i -ой частички корма;

n_1 - количество частичек i -го размера в объеме порции V_1 ;

B, L_n, H_n - ширина, длина и высота порции, объемом V_1 ;

ρ - плотность корма;

a_i - сторона квадрата условной площади, которая приходится на одну частицу.

Второй способ определения расстояния между центрами частиц одновременно является проверкой на адекватность основного метода определения этого расстояния.

Частицы корма располагаются на площади $F_{эл}$ под различным углом. Вероятность их пересечения можно определить как геометрическую вероятность – отношение площади взаимного пересечения кругов диаметром, равном длине частиц к площади двух соседних элементарных площадок $2F_{эл}$ (рис.2).

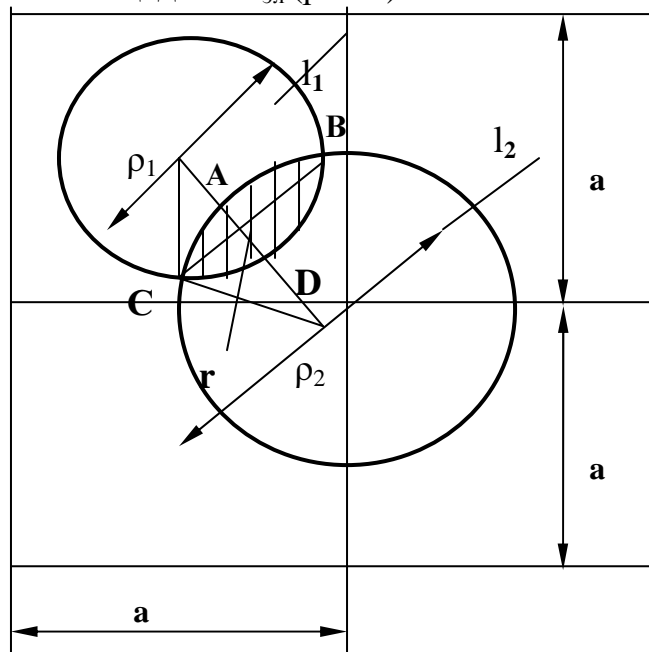


Рис.2. Схема расположения частиц корма на элементарных площадках

Эта вероятность пересечения зависит от длины частиц l_{1i} и l_{2i} , угла их расположения и расстояния между центрами частиц.

Расстояние r между центрами частиц O_1 и O_2 определяется как сумма расстояний от центров до радикальной оси пересечения кру-

гов, которое определяется исходя их известных формул планиметрии при $l_1 < l_2$

$$r_1 = r/2 - ((0,5l_2)^2 - (0,5l_1)^2)/2r \text{ и } r_2 = r/2 + ((0,5l_2)^2 - (0,5l_1)^2)/2r.$$

Углы между линией соединяющей центры частиц и самими частицами (см.рис.2) соответственно равны $\rho_1 = \arccos(2r_1/l_1)$ и $\rho_2 = \arccos(2r_2/l_2)$, а хорда $CB = 2r_1 \sin(\arccos 2r_1/l_1)$.

Тогда площадь взаимного пересечения кругов, диаметром равном длине пересекающихся частиц l_1 и l_2 , определяется как сумма площадей сегментов

$$S^{nep} = (\pi l_1^2 \rho_1)/180 - r_1^2 \sin(\arccos 2r_1/l_1) + (\pi l_2^2 \rho_2)/180 - r_1 r_2 \sin(\arccos 2r_1/l_1). \quad (4)$$

Вероятность P^{nep} пересечения частиц, располагающихся на соседних элементарных площадках, определяется как отношения площади пересечения к площади двух элементарных площадок

$$P^{nep} = [\pi(l_1^2 \rho_1 - l_2^2 \rho_2)/360 - 2r_1 \sin(\arccos 2r_1/l_1)(r_1+r_2)]/a^2. \quad (5)$$

Количество пересеченных частиц $N_{nep\ cл}$ в слое определяется как произведение количества частиц $N_{чсл}$ в слое на вероятность пересечения

$$N_{nep\ cл} = N_{чсл} P^{nep}.$$

Среднее квадратическое отклонение количества частиц, расположенных с пересечением, определяется по известной формуле $\sigma_{nep\ cл} = N_{чсл} P^{nep} (1 - P^{nep})$.

Колебание плотности порции, а, следовательно, и её массы зависит от фракционного состава, количества и различного расположения частиц разных кормов рациона в объеме порции (σ_{mli}).

Рассмотрим случай пересечения частиц, длина которых превышает величину стороны квадрата элементарной площадки (рис.3)

Положение близлежащих частиц определяется расстоянием между их центрами в системе координат x и y и углом φ' их пересечения, а поэтому пересечение возможно при определенных условиях.

При $l_1 > a$ пересечение частицы l_1 происходит при расположении центров частиц в пределах $0 < x < a$, $0 \leq y \leq 0,5l_1 \sin \varphi'$, и угла -

$$\arctg \frac{x \operatorname{tg} \xi_o}{0,5l_2 - x} \leq \varphi' \leq \arcsin \frac{x \operatorname{tg} \xi_o}{0,5l_1} \quad 0 \leq \xi_o \leq 0,5\pi$$

Поэтому математическое ожидание величина пересеченной частицы l_i определяется по выражению

$$l_i^n = \frac{1}{2\pi a^2} \int_0^a dx \int_0^{0,5\pi} d\xi_o \int_{\arctg \frac{x \operatorname{tg} \xi_o}{0,5l_2 - x}}^{\arcsin \frac{x \operatorname{tg} \xi_o}{0,5l_1}} d\varphi' \int_0^{0,5l_1 \sin \varphi'} \left(0,5l_1 - \frac{y}{\sin \varphi'} \right) dy. \quad (6)$$

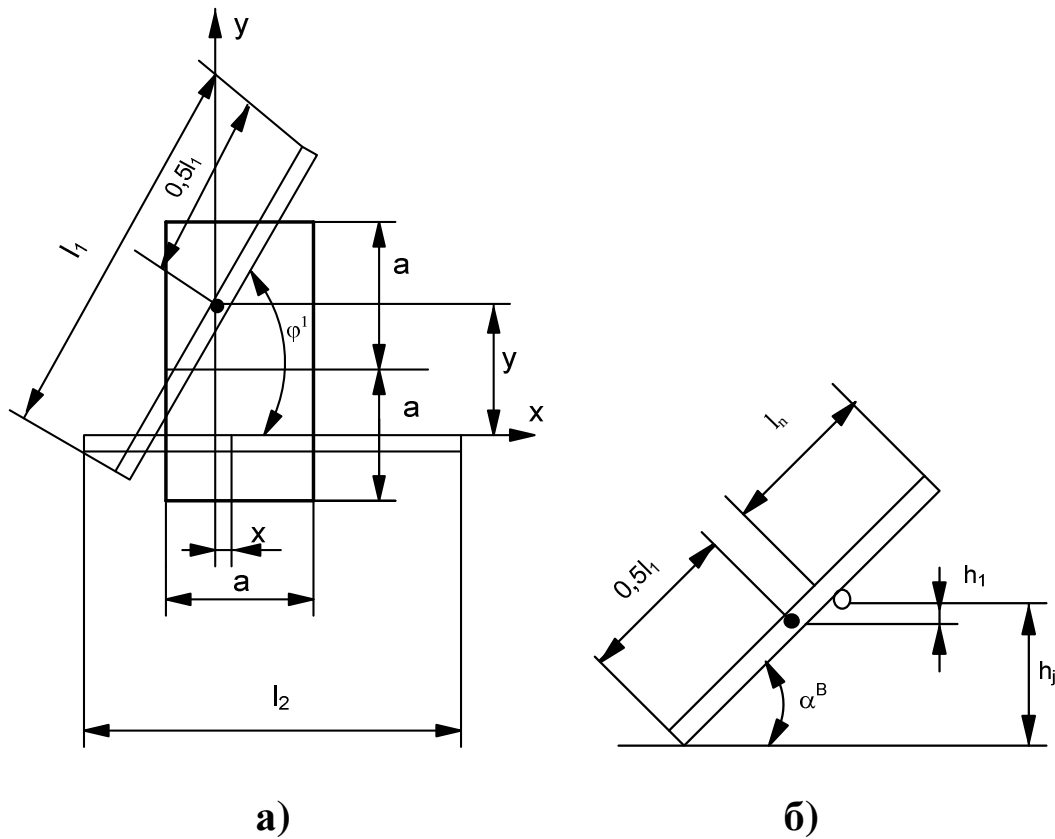


Рис.3. Схема возможного расположения частиц на горизонтальной (а) и в вертикальной (б) плоскостях

Среднее квадратическое отклонение величины пересеченной части первой частицы l_1 определяется следующим выражением

$$\sigma_{l_i^n} = \left[\frac{1}{2\pi a^2} \int_0^a dx \int_0^{0,5\pi} d\xi_o \int_{\text{arctg} \frac{x \text{tg} \xi_o}{0,5l_2-x}}^{\text{arcsin} \frac{x \text{tg} \xi_o}{0,5l_1}} d\varphi' \int_0^{0,5l_1 \sin \varphi'} \left(0,5l_1 - \frac{y}{\sin \varphi'} \right)^2 dy - (l_1^n)^2 \right]^{0,5} \cdot (7)$$

При длине частиц, когда $0,5l_1 < a$ и $0,5l_2 < a$ пересечение частицы l_1 происходит при расположении центров частиц в пределах $0 < x < a$, $0 \leq y \leq 0,5l_1 \sin \varphi'$, и угла φ' - $\arccos \frac{0,5l_2 - x}{0,5l_1} \leq \varphi' \leq 0,5\pi$.

Математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение пересеченной части частицы l_1 определяется выражениями

$$l_i^n = \frac{1}{2\pi a^2} \int_0^a dx \int_{\arccos \frac{0,5l_2-x}{0,5l_1}}^{0,5\pi} d\varphi' \int_0^{0,5l_1 \sin \varphi'} \left(0,5l_1 - \frac{y}{\sin \varphi'} \right) dy. \quad (8)$$

$$\sigma_{l_1^n} = \left[\frac{1}{2\pi a^2} \int_0^a dx \int_{\arccos \frac{0,5l_2-x}{0,5l_1}}^{0,5\pi} d\varphi' \int_0^{0,5l_1 \sin \varphi^1} \left(0,5l_1 - \frac{y}{\sin \varphi^1} \right)^2 dy - (l_1^n)^2 \right]^{0,5} \cdot \quad (9)$$

Величина пресеченной части второй частицы l_2 определяется при следующих условиях. Расположение центров частиц изменяется в пределах $0 < x < a$, $0 < y < 2a$, , а угла пересечения в пределах $\arcsin \frac{y}{0,5l_1 - l_1^n} \leq \varphi' \leq 0,5\pi$.

В этом случае математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение величины пресеченной части частицы l_2 определяется по выражениям

$$l_2^n = \frac{1}{2\pi a^2} \int_0^a dx \int_0^{2a} dy \int_{\arcsin \frac{y}{0,5l_1 - l_1^n}}^{0,5\pi} (0,5l_2 - x - y \operatorname{ctg} \varphi^1) d\varphi^1, \quad (10)$$

$$\sigma_{l_2^n} = \left[\frac{1}{2\pi a^2} \int_0^a dx \int_0^{2a} dy \int_{\arcsin \frac{y}{0,5l_1 - l_1^n}}^{0,5\pi} (0,5l_2 - x - y \operatorname{ctg} \varphi^1)^2 d\varphi^1 - (l_2^n)^2 \right]^{0,5} \cdot \quad (11)$$

При длине частиц, когда $0,5l_1 < a$ и $0,5l_2 < a$ пересечение частицы l_1 происходит при расположении центров частиц в пределах $0 < x < a$, $0 \leq y \leq 0,5l_1 \sin \varphi^1$, и угла - $\arccos \frac{0,5l_2 - x}{0,5l_1} \leq \varphi' \leq 0,5\pi$.

Математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение пресеченной части частицы l_2 определяется выражениями

$$l_{2i}^n = \frac{1}{2\pi a^2} \int_0^a dx \int_{\arccos \frac{0,5l_2-x}{0,5l_1}}^{0,5\pi} d\varphi' \int_0^{0,5l_1 \sin \varphi^1} (0,5l_1 - x - y \operatorname{ctg} \varphi^1) dy, \quad (12)$$

$$\sigma_{l_2^n} = \left[\frac{1}{2\pi a^2} \int_0^a dx \int_{\arccos \frac{0,5l_2-x}{0,5l_1}}^{0,5\pi} d\varphi' \int_0^{0,5l_1 \sin \varphi^1} (0,5l_1 - x - y \operatorname{ctg} \varphi^1)^2 dy - (l_1^n)^2 \right]^{0,5} \cdot \quad (13)$$

При различных длинах частиц когда $l_1 < l_2$ их пересечение происходит при расположении центров частиц в пределах $0 \leq x < a$, $0 < y < 0,5l_1$ и угле пересечения частиц φ' , который изменяется в пределах $\arcsin \operatorname{tg} \frac{y}{0,5l_1} < \varphi' < 0,5\pi$.

Поэтому математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение величины пересечения части частицы l_1 определяется выражениями

$$l_i^n = \frac{1}{2\pi a^2} \int_0^{0,5l_1} dy \int_0^a dx \int_{\arcsin \frac{y}{0,5l_1}}^{0,5\pi} \left(\frac{l_1}{2} - \frac{y}{\sin \varphi'} \right) d\varphi', \quad (14)$$

$$\sigma_{l_i^n} = \left[\frac{1}{2\pi a^2} \int_0^{0,5l_1} dy \int_0^a dx \int_{\arcsin \frac{y}{0,5l_1}}^{0,5\pi} \left(\frac{l_1}{2} - \frac{y}{\sin \varphi'} \right)^2 d\varphi' - (l_1^2) \right]^{0,5}. \quad (15)$$

Для случая, когда $l_1 > l_2$ пересечение происходит когда расположение центров частиц изменяется в пределах $0 \leq x < a$, $0 \leq y \leq 0,5l_1 \sin \varphi'$, а угол φ' - в пределах от 0 до $0,5\pi$. Тогда математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение пересеченной части второй частицы l_2 определяется выражениями

$$\bar{l}_2^n = \frac{1}{2\pi a^2} \int_0^{2a} dy \int_{\arctg \frac{y}{0,5l_2}}^{0,5\pi} d\varphi \int_{0,5l_2 - \frac{y}{\tg \varphi}}^a \left(\frac{l_2}{2} - \frac{y}{\sin \varphi} \right) dx, \quad (16)$$

$$\sigma_{l_2^n} = \left[\frac{1}{2\pi a^2} \int_0^{2a} dy \int_{\arctg \frac{y}{0,5l_2}}^{0,5\pi} d\varphi \int_{0,5l_2 - \frac{y}{\tg \varphi}}^a \left(\frac{l_2}{2} - \frac{y}{\sin \varphi} \right)^2 dx - (l_2^n)^2 \right]^{0,5}. \quad (17)$$

Поскольку частицы второго и последующих слоев располагаются как минимум на две частицы или на частицу и плоскость, то следует рассмотреть вероятность пересечения 2-х частиц первого слоя частицей второго.

На рис. 4 представлена схема возможного расположения частиц (l_3 –длина частицы вышерасположенного слоя).

Зная вероятность пересечения частиц, можно определить количество частиц l_3 , которые, можно принять, располагаются горизонтально или под наклоном

$$n_{l_3}^i = (1 - P_{l_3}) N_{сл}^i \frac{n_1^i}{V_1^i}. \quad (18)$$

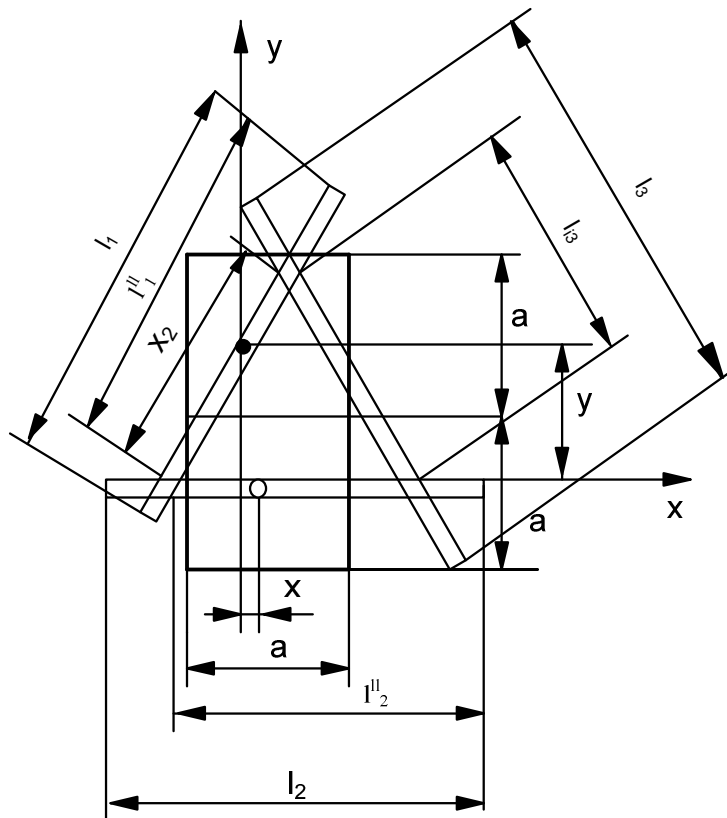


Рис. 4. Схема возможного расположения частиц вышерасположенного слоя на нижерасположенный.

Для определения вероятности пересечения частиц определим пределы интегрирования расположения третьей частицы на частице l_2 . Исходя из теоремы синусов определяем расстояние x_2 (см. рис.4)

$$x_2 = \frac{l_2^i \sin(\varphi^1 - \xi)}{\sin \xi}. \tag{19}$$

Пересечение частиц l_1 и l_2 третьей l_3 происходит при заданном ξ если

$$0 \leq x_2 \leq \frac{l_2^i \sin(\varphi^1 - \xi)}{\sin \xi}.$$

Тогда вероятность P_{l_3} пересечения двух частиц l_1 и l_2 третьей l_3 определяется выражением

$$P_{l_3} = \frac{1}{(\pi - \varphi^1) l_2^{11}} \int_0^{\pi - \varphi^1} dx \int_0^{\frac{l_2 \sin(\varphi + \xi)}{\sin \varphi_1}} d\xi. \tag{20}$$

Математическое ожидание внутренней пересеченной части l_{l_3} частицы l_3 определяется выражением

$$\bar{l}_{13} = \frac{1}{(\pi - \varphi^1) l_2^{11}} \int_0^{\pi - \varphi^1} \int_0^{\frac{l_2 \sin(\varphi + \xi)}{\sin \varphi_1}} \frac{x \sin \varphi^1}{\sin(\varphi^1 - \xi)} dx d\xi. \quad (21)$$

Среднее квадратическое отклонение этой величины

$$\sigma_{l_{13}} = \left[\frac{1}{(\pi - \varphi^1) l_2^{11}} \int_0^{\pi - \varphi^1} \int_0^{\frac{l_2 \sin(\varphi + \xi)}{\sin \varphi_1}} \left(\frac{x \sin \varphi^1}{\sin(\varphi^1 - \xi)} \right)^2 dx d\xi - \bar{l}_{13}^2 \right]^{0,5}. \quad (22)$$

Высота элементарного слоя частиц определяется как среднее значение высот вероятностного расположения частиц на элементарных площадках известного количества и вида (длина, толщина, масса частицы).

При этом за основное расположение принимается:

- горизонтальное расположение частицы в элементарном слое (высота равна диаметру частицы);
- наклонное расположение частиц с пересечением.

В первом случае высота расположения частицы на элементарной площадке определяется как диаметр горизонтально расположенных частиц, а во втором – как высота расположения центра частицы, пересекающей горизонтально расположенную частицу.

При приготовлении кормосмеси происходит смешивание частиц *i*-го и *j*-го вида корма. В этом случае в порции единичного объема располагается известное количество n_l частиц разного *i*-го и *j*-го вида корма, которое определяется рационом $n_l = n_{li} + n_{lj}$, где n_{li}, n_{lj} – математическое ожидание количества частиц *i*-го и *j*-го вида корма в порции согласно рациону.

Соотношение компонентов рациона влияет на объем порции или плотность кормового материала (смеси). Единица массы M_i, M_j определяется количеством частиц различного размера, находящихся в единице объема V_{li} и V_{lj} с определенной плотностью ρ_j .

$$\begin{aligned} M_i &= \sum m_i n_i = \rho_i V_{li}; \\ M_j &= \sum m_j n_j = \rho_j V_{lj}. \end{aligned} \quad (23)$$

Высота элементарного (единичного) слоя определяется как среднее значение высот центральных частей горизонтальных и наклонных (расположенных с пересечением) частиц. Высота горизонтальных частиц равна диаметру частиц $h_{cr}^d = d$, а наклонных определяется по выражению

$$h_{сл}^n = \frac{0,5 d_2 l_1}{l_1^i - l_1^n} = + \frac{d_2}{\cos \arcsin \frac{d_2}{l_1 - l_1^n}}, \quad (24)$$

тогда средняя высота элементарного слоя может определяться выражением

$$h_{сл} = \frac{\sum_{l \min}^{l \max} h_{сл}^n k_i n_1 P^{nep} + \sum_{l \min}^{l \max} h_{сл}^d k_j n_1 (1 - P^{nep})}{\sum_{l \min}^{l \max} n_1}, \quad (25)$$

где P^{nep} - вероятность пересечения частиц;
 $k_i k_j$ - доля частиц i -го и j -го вида корма в порции корма.

Неравномерность распределения частиц в единичном объеме оценивается отклонением массы компонентов (возможно основных) порции рациона от задаваемого значения [1]

$$\theta = \frac{t \sigma_{\Sigma}}{\bar{\rho}} \cdot 100 \%, \quad (26)$$

где t - уровень значимости, определяемый для степеней свободы $k = n-1$ и уровня вероятности $P=0,95$;
 σ_{Σ} - среднее квадратическое отклонение плотности порций;
 $\bar{\rho}$ - математическое ожидание плотности порции.

Плотность порций зависит от количества и массы частиц компонентов рациона, расположенных в объеме порции.

Принимая во внимание, что частицы нижнего слоя могут быть как горизонтальными, так и наклонными, то частица l_3 может быть расположена как горизонтально, так и наклонно. Это соотношение коррелируется с количественной оценкой расположения частиц нижнего слоя.

Для определения отклонения расположения центров части по вертикали рассмотрим случай, когда падающая частица одним концом опирается на частицу, лежащую на корме и другим равновероятно занимает положение в пространстве (см. рис. 3б). Угол наклона частицы зависит от высоты h_j расположения частицы ее длины l_i и величины l^n пересеченной части.

Тогда математическое ожидание h и дисперсия D_{hl} высоты расположения центра частицы определяется выражениями [5].

Для $(l_1 - l^n) \geq h_j$

$$h_{l_{\geq}} = \frac{1}{\arcsin \frac{h_j}{l_i - l_i^n}} \int_0^{\arcsin \frac{h_j}{l_i - l_i^n}} \left[h_j - \left(\frac{l_i}{2} - l_i^n \right) \sin \alpha \right] d\alpha, \quad (27)$$

$$D_{he_{\geq}} = \frac{1}{\arcsin \frac{h_j}{l_i - l_i^n}} \int_0^{\arcsin \frac{h_j}{l_i - l_i^n}} \left[h_j - \left(\frac{l_i}{2} - l_i^n \right) \sin \alpha \right]^2 d\alpha - h_{e_{\geq}}^2, \quad (28)$$

для $l_i - l_i^n < h_j$

$$h_{ei<} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[h_j - \left(\frac{l_i}{2} - l_i^n \right) \sin \alpha \right] d\alpha, \quad (29)$$

$$D_{he<} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[h_j - \left(\frac{l_i}{2} - l_i^n \right) \sin \alpha \right]^2 d\alpha - h_{e<}^2. \quad (30)$$

Дисперсия D_R высоты порции, зависящая от расположения частиц в пространстве, определяется отклонениями угла α' и величиной l^n пересеченной части [5].

$$D_R = \sum_{j=1}^{n_j} \frac{\sum_{l_{\min}}^{l_{\max}} \left[\sqrt{D_h} \left(1 + \frac{\sqrt{D_l}}{2} \frac{l_1 - l^n}{l_1} \right)^2 P_i N_{cl} P_l \right]}{N_{cl}}, \quad (31)$$

где n_j - количество слоев в порции;

N_{cl} - количество частиц в слое;

P_e - вероятность расположения соседних частиц с пересечением.

$$P_{\frac{l_1}{2} < a} = \frac{1}{\pi a^2} \int_0^{\pi} d\varphi' \int_0^{0,5l_1 \sin \varphi'} dy \int_0^{0,5(l_2 - l_1 \cos \varphi')} dx, \quad (32)$$

$$P_{\frac{l_1}{2} > a} = \frac{1}{\pi a^2} \int_0^a dx \int_{\arccos \frac{0,5l_2 - x}{0,5l_1}}^{\pi} d\varphi' \int_0^{0,5l_1 \sin \varphi'} dy. \quad (33)$$

Тогда среднее квадратическое отклонение объема порции, вызванное изменением высоты порции, определяется формулой [5]

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{D_R}{N_{cl} \cdot h_{cl}}} \cdot HBL_n, \quad (34)$$

где H, B, L - соответственно, высота, ширина и длина порции корма.

Следовательно, среднее квадратическое отклонение массы и плотности порции, зависящее от массы частиц их длины и расположения в объеме порции, определяется выражениями

$$\sigma_{m_{l_1}} = \frac{M_n \cdot \sigma_v}{BHL_n} = \sum_{l_{min}}^{l_{max}} \left(m_i p_i \frac{\sigma_v N_1}{V_1} \right), \quad (35)$$

$$\sigma_\rho = \frac{\rho \sigma_v}{BHL_n} = \sum_{l_{min}}^{l_{max}} \left(m_i p_i \frac{\sigma_v N_1}{V_1} \right). \quad (36)$$

Используя полученные выражения возможно получить зависимости плотности порции корма от фракционного состава и количественное соотношение кормов, имеющих разные физико-механические свойства (в данном случае - массу и длину частиц).

Моделирование отклонения плотности порции рациона (табл.1) из-за различного соотношения компонентов рациона для коров со средним удоем 19,51 кг молока в сутки показывает, что чем больше отклонение плотности, тем

Больше отклонение сухого вещества и его неравномерности распределения. И как следствие больше потери продуктивности животных.

Так изменение плотности кормовой смеси в диапазоне 239,4 – 277,5 кг/м³ в 1 варианте вызывает изменение массы выдаваемых животным корма с 38,12 до 44,2кг при среднем значении 43 кг.

Таблица 1 - Плотность кормовой смеси, кг/м³

№	Показатели							
1 вариант	Масса порций, кг	38,12	40	41,6	43	43,5	43,9	44,2
	Плотность, кг/м ³	239,36	251,16	261,209	270,00	273,14	275,65	277,53
2 вариант	Масса порций, кг	40,58	41,50	42,30	43,00	43,82	44,64	45,34
	Плотность, кг/м ³	254,80	260,58	265,604	270,00	275,15	280,30	284,69

Среднее квадратическое отклонение сухого вещества составило в пределах 14,05 – 14,87 кг , а неравномерность распределения сухого

вещества достигало значений 4,77-5,51% при максимальных и минимальных порциях кормовой смеси. (рис. 5)

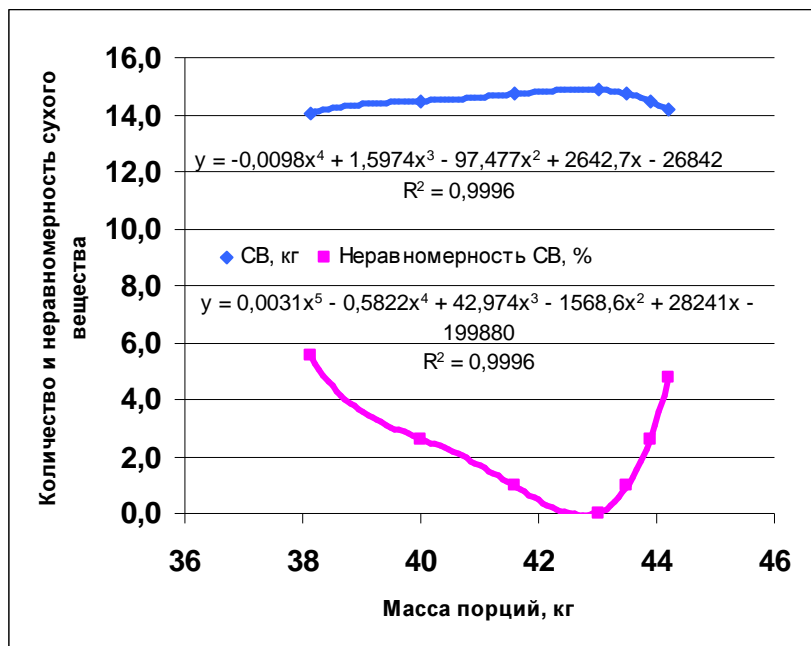


Рис. 5. Изменения сухого вещества в порции кормовой смеси

Отклонения компонентов кормовой смеси вызывает незначительное (1,7%) повышение протеина при отклонении основного компонента –силоса в меньшую сторону (табл.2) и значительное (12,9%) снижение при отклонении силоса в большую. Соответственно изменяются содержание жира (12,7 и 2,9%), клетчатки (47,9 и 33,6%) и БЭВ (1,4 и 8,7%).

Таблица 2 – Отклонение питательных веществ в порции кормовой смеси

Питательные вещества, г	Масса порций, кг						
	38,12	40	41,6	43	43,5	43,9	44,2
Протеин	1969,46	1985,8	1970	1936	1865,55	1782,1	1685,65
Жир	345,54	366,2	382,2	396	401,85	405,7	407,55
Клетчатка	2609,2	2823,7	2988,8	5008	3199	3265	3326
БЭВ	7503,46	7602	7626,7	7608	7448,35	7228,7	6949,05

Происходящие изменения содержания в кормовой смеси питательных веществ вызывает и снижение удоя при отклонении массы корма в ту или иную стороны (рис.6). При массе порции 38,12 кг удой составляет 18,41 кг, а с увеличением порции до 44,2 кг удой снизился до 16,77кг.

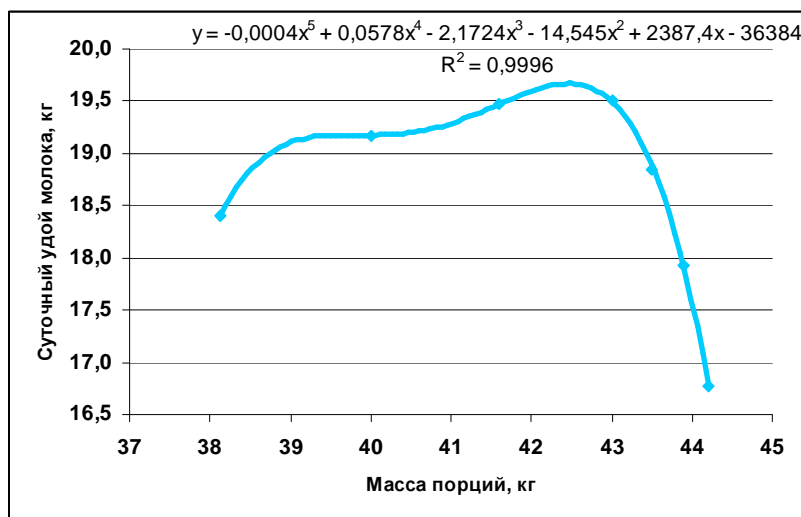


Рис.6. Зависимость суточного удою коров от отклонения массы порций.

Уменьшение диапазона отклонения плотности кормовой смеси во втором варианте (табл.1) привело к снижению отклонения сухого вещества (пределы изменения – 14,73 – 14,65кг при среднем значении – 14,87 и неравномерности его распределения в порции кормовой смеси до 0,9-1,4% (рис.7). При этом произошло изменение количества питательных веществ иначе, чем в 1 варианте.

Протеин и БЭВ в порциях с меньшей массой увеличились соответственно на 5,3 и 2,2%, а жир и клетчатка уменьшились - на 7,0 и 4,4%. В порциях с большей массой количество жира увеличилось на 5,3%, а протеин, клетчатка и БЭВ снизились, соответственно, на 8,7, 31,3 и 5,8%. (табл.3).

Таблица 3 – Отклонение питательных веществ в порции кормовой смеси

Питательные вещества, г	Масса порций, кг						
	40,58	41,5	42,3	43	43,82	44,64	45,34
Протеин	2039,6	2008,9	1973,1	1936	1895,63	1838,46	1767,01
Жир	368,4	378,5	387,3	396	405,85	412,7	417,31
Клетчатка	2825,8	2933,1	3031	5008	3242,42	3344,24	3439,18
БЭВ	7781,8	7742,9	7681,2	7608	7518,91	7374,82	7167,13

Это привело к изменениям суточного удою коров. При скармливании порций кормовой смеси с меньшей массой (40,58кг) удои повысились до 19,97 кг при среднем значении 19,51кг. При потреблении животными кормовой смеси массой 45,34 кг удои снизились до 17,98кг (рис. 8).

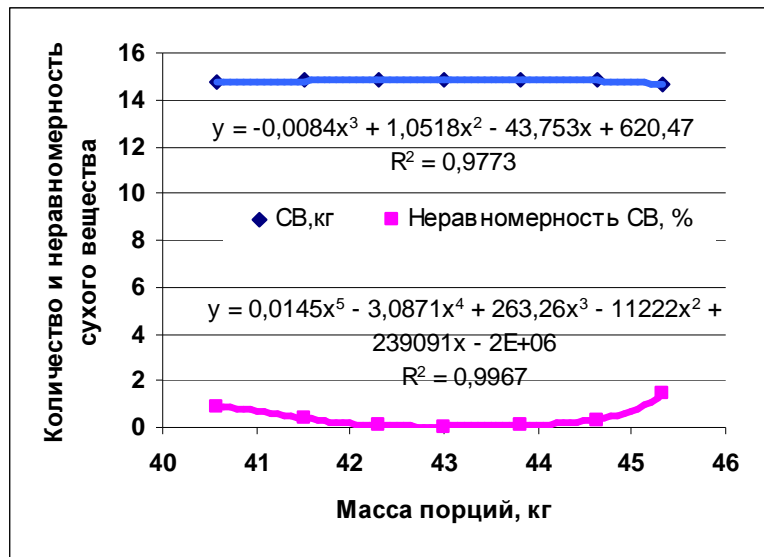


Рис.7. Изменения сухого вещества в порции кормовой смеси.

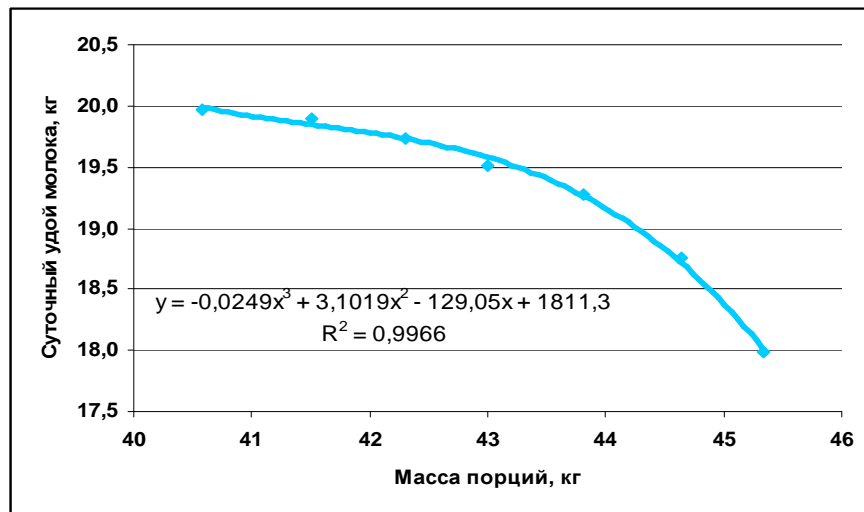


Рис.8. Зависимость суточного удоя коров от отклонения массы порций.

Это происходит из-за снижения в своем большинстве питательных веществ в рационе по причине различной их концентрации в компонентах рациона.

Выводы. Проведенные теоретические исследования позволили создать математическую модель динамичности плотности и качества порции кормовой смеси для животных. Моделирование формирования порций в смесителях с объемным или массовым способом дозирования компонентов рациона животных позволит выявить технологические требования к кормам и оборудованию дозирования и смешивания.

Выводы. Используя полученные выражения, можно получить зависимости плотности порции корма от фракционного состава и ко-

личественное соотношение кормов, имеющих разные физико-механические свойства (в данном случае - массу и длину частиц).

Литература

1. Методика статистической обработки эмпирических данных. - М.; Изд-во Комитета стандартов мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР, 1966, 100 с.
2. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В.Е. Гмурман – М., Высшая школа, 1972, 368с.
3. Венцель Е.С., Теория вероятностей Овчаров Л.А. /- 2-е изд., М., Наука, 1973, - 368 с.
4. Гнеденко Б.В. Курс теории вероятности,- 3-е изд., перераб.-М.: Физматгиз, 1961,-408с.
5. Шацкий В.В. Моделирование механизированных процессов приготовления кормов./ Запорожье, ПЦ «Х-ПРЕС»,1998, - 140с.

ДИНАМІЧНІСТЬ ЩІЛЬНОСТІ ТА ЯКОСТІ КОРМОВОЇ СУМІШІ ВЕЛИКОЇ РОГАТОЇ ХУДОБИ

Шацкий В.В.

Анотація

Робота присвячена математичному моделюванню зміни щільності та якості кормової суміші в залежності від фракційного складу компонентів раціону великої рогатої худоби.

DYNAMIC QUALITY OF CLOSENESS AND QUALITY OF FEED MIXTURE FOR CATTLE

V. Shatsky

Summary

The work is sanctified to the mathematical design of change of closeness and quality of feed mixture depending on factious composition of components of ration of cattle.



ОСНОВНІ НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЗМІШУВАЧІВ-КОРМОРОЗДАВАЧІВ

Дереза О.О., к.т.н.,

Дереза С.В.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел./факс: (0619) 42-05-70

Анотація – робота присвячена аналізу можливих напрямків удосконалення конструкцій змішувачів-кормороздавачів.

Ключові слова – велика рогата худоба, раціон годування, кормова суміш, змішувач-кормороздавач, робочий орган, шнек, однорідність змішування.

Постановка проблеми. Однією з основних тенденцій розвитку техніки для молочного і м'ясного скотарства являється розробка і виробництво різноманітних за конструктивним виконанням та функціональними можливостями машин для приготування і роздавання кормів. Це дає сільгоспвиробникам широкі можливості при комплектуванні оптимального складу парку техніки для ефективного годування тварин із урахуванням усіх особливостей кожного конкретного підприємства: розмір ферми, спеціалізація, рівень розвитку інфраструктури, рівень технічного оснащення, технологія годування, кормові раціони тощо.

Науковий інтерес представляє методологія оптимізації параметрів конкурентоспроможного техніко-технологічного забезпечення тваринництва [1], заснована на розвитку в часі, у взаємозв'язку з ростом продуктивності тварин, функціонально-якісного наповнення технологічного обладнання з урахуванням вимог виробника, споживача, працівника підприємства, де рівень функціонально-якісного наповнення технічної продукції визначається за формулою [1,2]

$$K_F \geq \frac{k_{Tурм}}{k_{Тжс}} \frac{T_{жс}}{З_{рвр}} \frac{\eta_W \eta_{кч}}{\eta_{пр}} K_{ц} k_{б} k_{бпр} k_{ПОТ}, \quad (1)$$

де $k_{Tурм}$, $k_{Тжс}$ - еквівалентні рівні матеріалізованої праці (енергії) техніко-технологічного забезпечення і прямої праці у вироб-

ництві тваринницької продукції (приведені до одиниці продукції);

$T_{ж}$ - витрати живої праці;

$Z_{пер}$ - витрати робітника для виробництва;

η_w - показник корисності виробництва для робітників;

$\eta_{кч}$ - коефіцієнт ефективності якості $\eta_{кч} = \Delta\Pi/C$);

$\eta_{пр}$ - норма прибутку ($\eta_{пр} = \text{Пр}/E$);

E - потенціал виробництва

$k_{бпр}$ - рівень безпеки продукції ($k_{бпр} \leq 1$);

$k_{пот}$ - коефіцієнт, що враховує втрати виробництва тваринницької продукції.

Показник рівня функціонально-якісного наповнення (2) є зовнішньою вимогою цього рівня, що диктується положенням на ринку технічної і технологічної продукції. Основним показником у ньому є рівень індустріалізації праці на виробництві тваринницької продукції $\frac{k_{Турт}}{k_{Тж}}$, який залежить від витрат прямої праці на одиницю продукції і рівня продуктивності тварин.

Внутрішня вимога підприємства визначається її придатністю виробляти конкурентоспроможну продукцію [1,2], що на теперішній час можливо лише за умови, що його техніко-технологічне оснащення здатне своєчасно і надійно виконувати технологічні функції (η_1) при певних рівнях корисності(η_2), індустріалізації виробництва (η_3), ефективності ресурсного забезпечення(η_4) і екології виробництва (η_5).

В цьому випадку якісно оцінити концентрацію функціонально-якісного наповнення технологічного процесу можливо за формулою

$$K_F = \prod_{n=1}^n \eta_n, \quad (n=1...5). \quad (2)$$

Своєчасність і надійність виконання процесу можна зобразити як відношення використовуваної частини продукту до всього об'єму продукції Π_i [2] $\eta_1 = \Pi_i^{akt} \Pi_i^{-1} \eta_{над}$, корисність – як відношення додатково отриманої продукції від виконання цього технологічного процесу (операції) до витрат на його здійснення, виражених в одному еквіваленті, $\eta_2 = \Delta\Pi_{(Ф_i)}^r \Delta\Phi_i^{-1}$, втрати при виробництві продукції - як відношення еквівалентного вмісту отриманого продукту Π_i до всіх витрат на матеріали його виробництва, вираженому в тому ж еквіваленті $\eta_3 = (1 - k_{прт})$, рівень індустріалізації процесів – відношенням додатково отриманої продукції тваринництва до додаткових витрат на отри-

мання або удосконалення процесу $\eta_4 = k_{E_{тех}} k_{E_{ж}}^{-1}$, а вплив виконання технологічного процесу на довкілля – як відношення різниці витрати на виконання процесу і витрат на усунення збитків від виконання цього процесу до витрат на його виконання $\eta_5 = (\Phi_i - \Delta П RO) \Phi_i^{-1}$, отримуємо показник концентрації функціонально-якісного наповнення технологічних процесів (виробництва)

$$K_F = \frac{\Pi_i^{akt}}{\Pi_i} \eta_{над} \frac{\Delta \Pi_{(\Phi_i)}^{\tau} (1 - k_{втр}) k_{E_{тех}}}{\Delta \Phi_i k_{E_{ж}}} \frac{(\Phi_i - \Delta П RO)}{\Phi_i}, \quad (3)$$

де Π_i^{akt} , Π_i - використовувана і вироблювана продукції;

$\eta_{над}$ - показник надійності;

$\Delta \Pi_{(\Phi_i)}^{\tau}$ - додаткова продукція, отримана в результаті виконання технологічного процесу (операції);

$\Delta \Phi_i$ - додаткові витрати на здійснення або удосконалення процесу;

$k_{втр}$ - показник витрат;

$k_{E_{тех}}$, $k_{T_{ж}}$ - еквівалентні витрати матеріалізованої енергії техніко-технологічного забезпечення і живої праці;

Φ_i - витрати на здійснення процесу;

ΔPRO - збиток довкіллю від виконання процесу.

Цей методологічний підхід припускає постійне вдосконалення устаткування, що випускається, параметри якого гармонійно розвиваються у взаємозв'язку з іншими елементами виробництва.

Аналіз останніх досліджень. Над удосконаленням конструктивних, технологічних і експлуатаційних параметрів робочих органів і кормороздавачів в цілому працювали М.В. Брагінець, І.І. Ревенко та багато інших вчених [1,2,3]. Метою їх досліджень було визначення оптимальних параметрів кормороздавачів, які забезпечували б виконання технологічного процесу роздавання кормів при мінімально можливих енергетичних витратах.

Формулювання цілей статті. Метою даних досліджень є визначення основних напрямків подальшого розвитку конструкцій кормороздавачів-змішувачів.

Основна частина. На думку вітчизняних і закордонних спеціалістів, найбільш перспективною у скотарстві являється технологія годування великої рогатої худоби, згідно з якою усі компоненти кормового раціону роздаються тваринам одночасно у вигляді збалансованої за поживністю кормової суміші. Для реалізації даної технології за кордоном (а в останній час і в нашій країні) розроблені і випускаються

універсальні транспортно-технологічні комплекси, які називаються змішувачами-кормороздавачами.

Основною характерною особливістю таких машин (їх іноді називають ще міксерами) являється наявність електронної системи зважування, яка дозволяє дозувати усі компоненти кормової суміші відповідно до встановленої рецептури і системи змішування-подрібнення, яка дозволяє подрібнювати довговолокнисті стеблові корми та змішувати усі компоненти. В цілому, ці особливості і перетворюють звичайні кормороздавачі в техніку нового покоління.

Не дивлячись на важливу роль системи електронного зважування, визначальний вплив на конструктивне виконання змішувача-кормороздавача здійснює вид системи змішування-подрібнення, яка використовується.

Випускаються змішувачі-кормороздавачі з вертикальним і горизонтальним розміщенням одного або декількох робочих органів в бункері. Раніше найбільш поширеними в закордонних господарствах були горизонтальні кормозмішувачі, і частка змішувачів-кормороздавачів з горизонтальною системою подрібнення-змішування (з одним, двома, трьома або чотирма шнеками) на європейському ринку до останнього часу перевищувала половину всього об'єму продаж. В дійсний час представники більшості фірм відзначають різке збільшення попиту споживачів на змішувачі-кормороздавачі з вертикальною системою подрібнення-змішування.

Змішувачі-кормороздавачі з вертикальним розміщенням робочих органів мають бункер у вигляді зрізаної воронки. Робочі органи представляють собою вертикальні шнеки у вигляді зрізаного конуса з розміщеними по кромці його навивки ножами. Для забезпечення ефективного подрібнення листостеблової маси, а також для попередження повертання тюків і рулонів разом зі шнеками, навколо їх осей на корпусі бункера розміщують протирізальні пластини. Вивантаження готової кормової суміші здійснюється через спеціальне вікно або за допомогою вивантажувального транспортера безпосередньо в годівниці.

Вертикальні кормозмішувачі отримали досить широке поширення завдяки можливості надійно розробляти тюки різних форм і розмірів. Окрім цього, їх конструкція досить проста, що не створює проблем при експлуатації. Завантаження вихідних компонентів в бункер машини можна здійснювати з будь-якої сторони, і, що дуже важливо, вертикальні робочі органи забезпечують найбільш «бережливий» режим обробки кормів із-за відсутності ефекту «розмазування» кормів.

У той же час, вертикальні змішувачі-кормороздавачі мають і ряд недоліків, які викликають певні труднощі при їх експлуатації. Один із недоліків є в тому, що при включенні в роботу вертикального шнека виникає вібрація, яка заважає точному зважуванню компонентів кор-

мової суміші. При експлуатації змішувачів-кормороздавачів з вертикальними робочими органами були також зафіксовані більш низькі, порівняно з такими ж кормороздавачами з горизонтальними робочими органами, показники рівномірності видачі готової кормової суміші. Окрім цього, вертикальні змішувачі-кормороздавачі поступаються горизонтальним за однорідністю змішування та мають більш високі затрати енергії на приготування кормової суміші.

У зв'язку з вище зазначеним, рядом ведучих фірм-виробників вертикальних змішувачів-кормороздавачів у дійсний час ведеться робота з удосконалення конструкції цих машин з метою усунення виявлених недоліків. Так, фірма «Trioliet Mullos B.V.» розробила і випустила на ринок нову серію змішувачів-кормороздавачів Solomix 1 (місткістю бункера 8, 10, 12 м³). Удосконалена конструкція цих змішувачів істотно підвищує експлуатаційні показники машин. Перш за все зміни були внесені до конструкції робочого органу. В бункер нових змішувачів встановлюють «двопоточні» змішувальні шнеки. Їх основною особливістю являється наявність у нижній частині двох симетрично розміщених дозуючих лопатей. Внаслідок цього значно підвищується рівномірність вивантаження кормової суміші із бункера кормороздавача. Окрім цього, піднята передня кромка лопатей створює передумови для більш інтенсивної циркуляції корму в нижній частині бункера, що окрім підвищення однорідності змішування компонентів кормової суміші покращує також і якість подрібнення довговолоконистих кормів. Змішувальний шнек встановлено на приводній станції обважненої конструкції, яка, в свою чергу, вбудована в раму кормороздавача. Усі ці удосконалення, разом зі збільшенням товщини стінок бункера, підвищують жорсткість конструкції змішувачів-кормороздавачів, а отже, і знижують їх вібрацію. Для збільшення терміну експлуатації таких змішувачів підвищено зносостійкість і товщина гвинтової поверхні шнека, а також поверхні дна бункера. Дозуючими лопатями оснащують також вертикальні робочі органи змішувачів-кормороздавачів фірми «Strautmann», «Maier» тощо.

Для підвищення жорсткості конструкції бункера і попередження випадання з нього крупних частин рулонів або тюків під час приготування кормової суміші ці фірми оснащують змішувачі-кормороздавачі по контуру верхньої частини бункера додатковим елементом жорсткості, який може встановлюватись у межах габариту бункера по висоті або знаходитись над верхньою кромкою бункера.

Фірма «AFT srl» (Італія) випустила серію вертикальних змішувачів-кормороздавачів MODUS II, які забезпечують підвищення однорідності змішування вихідних компонентів кормової суміші. В кормозмішувачах цієї серії висока якість змішування забезпечується за рахунок розміщення вертикальних шнеків машини на різних рівнях, які

відрізняються по висоті мінімум на 15 см. Конструктивне виконання системи подрібнення-змішування забезпечує ефективну циркуляцію потоків кормової суміші по всій місткості бункера машини, що сприяє приготуванню високоякісних кормів з будь-яких вихідних компонентів: довговолокнистих, подрібнених, вологих, злиплих.

В останній час спостерігається тенденція збільшення кількості вертикальних робочих органів, що встановлюються в бункері змішувача. Якщо раніше змішувачі-кормороздавачі з двома або трьома вертикальними робочими органами випускала тільки фірма «Reeson», то в дійсний час кількість виробників таких машин значно збільшилась. Так, фірма «Mayer» поставляє на ринок кормозмішувачі з місткістю бункера від 3 до 40 м³, в якому розміщено від одного до трьох змішувальних вертикальних шнеків.

Удосконалюються і роздавальні пристрої вертикальних змішувачів-кормороздавачів. Для розвантаження кормової суміші раніше використовувалось вікно в бункері машини (звідси і велика нерівномірність видачі). У нових моделей кормозмішувачів для цієї мети в основному використовують поперечні транспортери. При цьому для підвищення надійності і зниження шуму стрічку транспортера виготовляють з гуми або полімерних матеріалів. Усе це значно підвищує рівномірність роздавання корму вздовж годівниці. В дійсний час кормозмішувачі, особливо великої місткості, використовують на великих тваринницьких фермах в якості стаціонарних кормоцехів. Однак експлуатація машин з традиційною системою видачі кормової суміші (поперечні транспортери або у вигляді вікон) в цьому випадку пов'язана з великими витратами праці і залученням додаткових машин. Це обумовлено тим, що вивантаження готової кормової суміші здійснюється на поверхню майданчика, звідки вона грейферним навантажувачем подається в бункер звичайного кормороздавача.

Фірма «Mayer» випускає стаціонарні установки «Siloking» (місткістю до 60 м³) з розвантаженням готової кормової суміші з задньої частини. Така установка може використовуватись у якості кормоцеху як на невеликих, так і на великих тваринницьких фермах.

Для зменшення габаритних розмірів машин фірма «Strautmann GmbH» (Німеччина) встановлює в бункері нового змішувача-кормороздавача Verti-Mix Double K два вертикальних шнека різного діаметра (діаметр шнека, розміщеного в передній частині бункера, більший, чим розміщеного у задній частині). Днище бункера машин також має відповідну розмірам шнеків конфігурацію (спереду воно ширше, чим ззаду). Розміщення коліс в задній частині бункера зменшує ширину кормозмішувачів, що дозволяє використовувати їх і в приміщеннях з вузькими кормовими проїздами. Окрім того, зміщення осей коліс назад дає можливість змонтувати ряд додаткових пристроїв у

задній частині машини (поперечний транспортер або повітродувку для соломи) без шкоди для розподілу опорного навантаження.

Необхідно також відмітити, що удосконалюються і конструкції горизонтальних кормозмішувачів. Фірма «LUCAS.G» (Франція) розробила змішувач-кормороздавач Qualimix, відмінною особливістю якого являється те, що подрібнення, змішування і вивантаження кормів здійснюється різними пристроями. Подрібнення довговолоконистих кормів виконується при взаємодії шнека з ножами і протирізальної пластини у вигляді гребінки, встановлених у верхній частині бункера з лівої сторони (по ходу руху). Перемішування компонентів кормової суміші здійснюється пристроєм мотовильного типу з трьома лопатями. Для вивантаження готової кормової суміші із бункера машина оснащена шнековим транспортером. Такі новації в конструкції забезпечують високу якість приготування (добре подрібнення і висока однорідність змішування) і рівномірність роздавання кормової суміші.

Висновки. В першу чергу, таким чином, удосконалення конструкцій змішувачів-кормороздавачів йде в напрямку підвищення їх експлуатаційних показників за рахунок удосконалення конструкцій робочих органів, збільшення їх кількості в бункері, підвищення довговічності і жорсткості бункера, використання розвантажувальних пристроїв різної конструкції. Для використання змішувачів-кормороздавачів у господарствах з різним поголів'ям тварин і з різною інфраструктурою фірми-виробники розширюють діапазон машин даного класу.

Література

1. Ревенко І.І. Роздавачі кормів для рогатої худоби / Ревенко І.І., Лісовенко Т.О., Хмельовський В.С., Ревенко Ю.І. – К.: ВПВ УкрІНТЕІ, 2009. – 200с.
2. Палкін Г.С. Сучасні мобільні кормороздавачі-змішувачі для годівлі худоби кормосумішками // Пропозиція. – 2004. – № 4. – С. 88-91.
3. Палкин Г.С. Технология и техника кормления высокопродуктивных коров // Техника и оборудование для села, 2007. – № 5. – С. 36-38.
4. Шацький В. В. Методологія оптимізації параметрів конкурентоспроможного техніко - технологічного забезпечення тваринництва / Шацький В. В., Скляр О. Г., Мілько Д.О.//Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: Наукове фахове видання. Вип.10, Т. 5.- - Мелітополь: ТДАТУ, 2010 - С. 119-128.
5. Шацкий В. В. Перспектива розвитку техніко-технологічного забезпечення молочного тваринництва /Шацкий В. В., Скляр.А. Г., Коломиец С. М.// Механізація і електрифікація сільського господарства. Наукове видання. Випуск 84.- Глеваха. 2010.С. 82-87.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ СМЕСИТЕЛЕЙ-КОРМОРАЗДАТЧИКОВ

Дереза Е.А., Дереза С.В.

Аннотация

В статье проведен анализ и определены направления усовершенствования конструкций смесителей-кормораздатчиков.

THE BASIC DIRECTIONS OF CONSTRUCTIONS IMPROVEMENT OF MIXERS-CATTLE-FEEDERS

H. Dereza, S. Dereza

Summary

The analysis and directions of improvement of constructions of mixers-cattle-feeders are described in the article.



УДК 631.354.2

УДОСКОНАЛЕННЯ РІЗАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ КОМБАЙНУ ОБЧІСУВАЛЬНОГО ТИПУ

Шокарев О.М., к.т.н.,

Шегеда А.В., асп.*,

Шегеда К.О., асп.*

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-20-74

Анотація – у статті розглядається проблема урівноваження поперечних коливань різального пристрою. Наведені пропозиції щодо зменшення коливань пристрою, викликаних силами інерції.

Ключові слова – обчисування рослин на корені, різальний пристрій, сили інерції, різання нескінченним ланцюгом.

Постановка проблеми. В сучасній політиці корінних змін у сфері агропромислового комплексу України особливе місце займає розвиток вітчизняного комбайнобудівництва та освоєння виробництва нової високоефективної зернозбиральної техніки. До нових технологій відносяться і комбайнове збирання зернових культур та рису методом обчисування на корені. Розробки такого способу ведуться у Таврійському агротехнологічному університеті [1].

Однак, основним стримуючим чинником щодо широкого впровадження у виробництво нової зернозбиральної техніки залишається проблема збирання обчесаного на корені стеблостою. Для різання обчесаних стебел найбільш компактним і технологічно надійним є сегментний пальцьовий різальний апарат зі зворотно-поступальним рухом ножа, а для очищення зони різання використовується транспортуючий механізм, який виконано у вигляді контуру нескінченного ланцюга із закріпленими на ньому граблинами, які розташовано над різальним апаратом паралельно площині сегментів (рис.1). Переорієнтування зрізаних стебел забезпечується нанесенням по ним бічних ударів нижче центру ваги [2].

Але при використанні малогабаритного вищезгаданого різального пристрою виникає проблема урівноваження поперечних коливань.

© к.т.н. О.М.Шокарев, асп. А.В. Шегеда, асп. К.О. Шегеда

*Науковий керівник – доц. О.М. Шокарев

При рівномірному обертанні кривошипу механізму приводу ніж та інші деталі різального апарату мають змінні за напрямком прискорення.

Сили інерції, які виникають при цьому, спричиняють динамічний тиск у механізмах. Цей тиск передається на весь різальний пристрій, що викликає струшування та коливання.



Рис.1. Різальний пристрій сегментного типу зі зворотно поступовим рухом та транспортуючим механізмом.

Постановка завдання. Тому необхідно підвищити надійність процесу збирання зернових культур за рахунок обґрунтування конструктивних параметрів різального апарату шляхом удосконалення технологічної схеми:

- розробки моделі приводу різального апарату, який забезпечує повне врівноваження пристрою, що виключає вібрацію та шуми, полегшує обслуговування апарату;

- обґрунтувати геометричні параметри різального апарату на основі нескінченного ланцюга обчисувального пристрою;

Аналіз останніх досліджень. З аналізу останніх досліджень можна зробити такі висновки щодо зменшення поперечного переміщення різального пристрою:

- збільшити масу різального пристрою, але ні технологічна схема комбайну, ні вимоги до скорочення металоємкості не дозволяють цього зробити;

- використовувати двоножевий різальний апарат з активними ножами, що приведе до урівноваження сил інерції, але це зменшить у середньому вібрацію тільки вдвічі [3], при цьому ускладнить привід різального пристрою і збільшить металоємкість пристрою;

- урівноважити сили інерції за рахунок використання різального апарату на основі нескінченного ланцюга.

Таким чином, основним напрямком вдосконалення різального пристрою є розробка різального апарату на основі нескінченного ланцюга.

Основна частина. Для забезпечення безперервного зрізу, очистки зони різання і транспортування з неї зрізаних стеблин при повному врівноваженні пристрою, що виключає вібрацію, знайдене нове рішення. Провідна ідея його полягає у використанні різального апарату на основі нескінченного ланцюга 1 на якому закріплені сегментні ножі 2 та транспортуючі граблини 3 (Рис. 2, 3).

Переорієнтації зрізаних стеблин здійснюється за допомогою бічних ударів, що наносяться відразу після їх зрізання нижче центру ваги, на транспортуючі граблини.

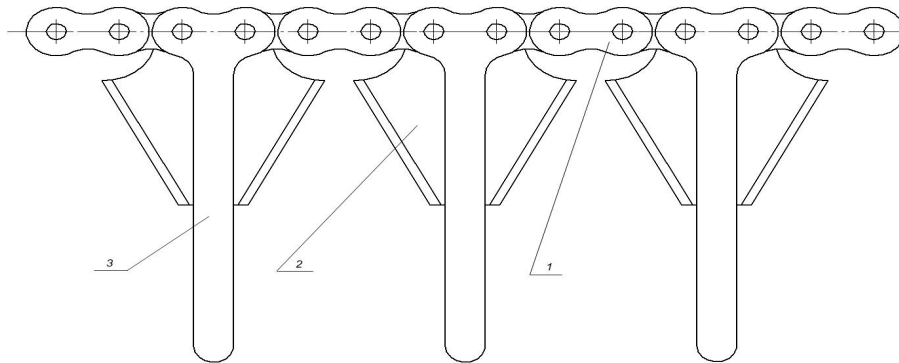


Рис. 2. Різальний апарат на основі нескінченного ланцюга (вид зверху): 1 – нескінченний ланцюг; 2 – сегментний ніж; 3 – транспортуюча граблина.

Різальний пристрій встановлений під кутом до горизонту, тому що обчислені стеблини, які підходять до різального апарату, відхилені обчисувальним модулем вперед по ходу руху комбайна на кут $30...50^\circ$ до горизонту.

Різальний апарат пристрою розроблено на основі нескінченного ланцюга 1, на якому закріплені сегментні ножі 2 та транспортуючі граблини 3.

Пристрій працює наступним чином. Стебла зрізуються сегментними ножами 2. В мить зрізу граблина 3 взаємодіє боковою поверхнею з рослинами та переорієнтує їх таким чином, що вони опиняються на верхній поверхні граблини 3.

Зрізана маса переміщується на граблях 3 над зоною різання до місця формування валка. Зона різання постійно очищується від зрізаних стеблин граблями 3. Очищення граблів здійснюється за рахунок різкого збільшення лінійної швидкості в момент розгортання граблів.

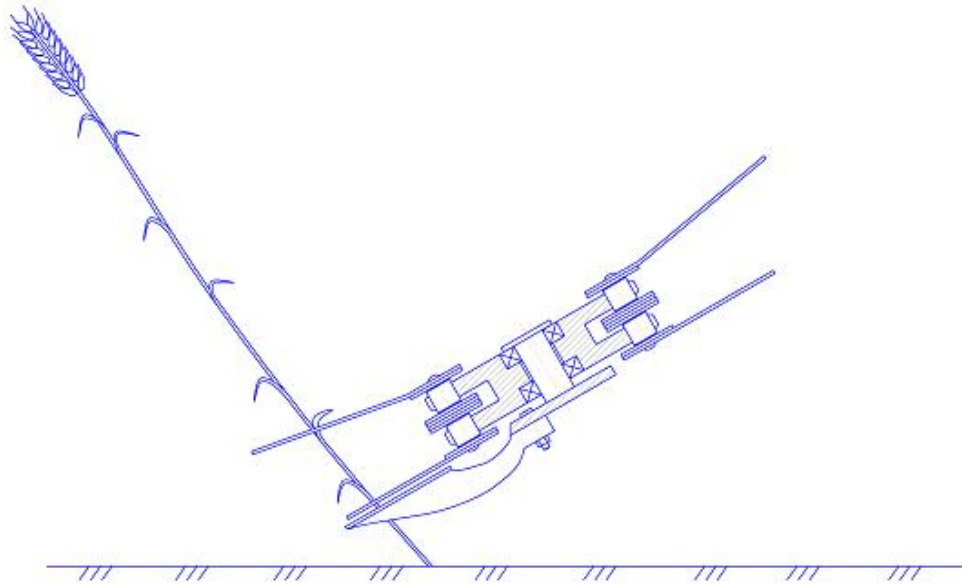


Рис. 3. Різальний апарат на основі нескінченного ланцюга (вид збоку).

Для нормального протікання технологічного процесу необхідно визначити залежність між поступовою швидкістю комбайну та кінематичними, геометричними параметрами різального пристрою. Для цього визначається швидкість нескінченного ланцюга, яка забезпечить повне зрізання рослини, переорієнтування її та укладку на верхню поверхню граблини до того, як рослина під дією сили тяжіння опиниться на поверхні ґрунту попереду різального пристрою. Ця швидкість повинна забезпечувати постійну очистку зони різання.

Довжина та шаг граблини повинні забезпечувати відвід усієї маси без втрат. В той же час довжина граблини повинна забезпечити надійний контакт зі зрізаним стеблом, але обмежитись тією довжиною при якій може відбуватися поперечний відвід не зрізаних рослин від сегментів.

Своєчасне самоочищення транспортуючих граблин від рослинної маси відбувається за рахунок різкої зміни напрямку руху і збільшення лінійної швидкості граблин на їх повороті, де здійснюється формування валка зі стеблин, які зкидаються за допомогою встановлених на рамі різального пристрою відбійних козирків.

Висновки. Основними напрямками вдосконалення комбайну є підвищення надійності процесу збирання зернових культур. Розробка різального апарату на основі нескінченного ланцюга є невід'ємною частиною цього процесу.

Використання такого апарату зменшить коливання різального пристрою та вібрацію в кабіні комбайна.

Задача подальших теоретичних досліджень полягає у визначенні залежності між поступовою швидкістю комбайну та кінематичними, геометричними параметрами різального пристрою.

Література

1. Разработаны технологические процессы и основные рабочие органы рисоуборочного комбайна и полевой уборочной машины, основанных на принципе обмолота растений на корню.// Заключительный отчет по НИР/ Мелитоп. институт мех. сел. хоз; № ГР02910041798. – Мелитополь, 1990.–60 с.
2. *Шокарев О.М.* Обґрунтування технологічної схеми та основних параметрів різального пристрою рисозбирального комбайну обчисувального типу. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Луганськ.: ЛНАУ, 2002.
3. *Рустамов С.И.* Высокопроизводительные режущие аппараты сельскохозяйственных уборочных машин – Киев, Донецк: Вища школа, Головное изд-во, 1985.

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕЗАЛЬНОГО УСТРОЙСТВА
КОМБАЙНА ОЧЕСЫВАЮЩЕГО ТИПА**

Шокарев А.М., Шегеда А.В., Шегеда К.О.

Аннотация

В статье рассмотрена проблема уравнивания поперечных колебаний режущего устройства. Приведенные предложения по уменьшению колебаний устройства, вызванных силами инерции.

**INFLUENCING OF FORCE OF INERTIAS ON ACTIVITY
OF A COMBINE OF THE STRIPPING TYPE**

A. Shokarev, A. Shegeda, K. Shegeda

Summary

In the article for definition of cross-sectional moving of the cutting device of a segment type with reciprocal motion of a knife is resulted at the expense of force of inertias. Is indicated on what the value of this moving and measures on reduction oscillations called by force of inertias influences.



УДК 631.3.004

УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЗМІНИ РЕСУРСНИХ ПАРАМЕТРІВ АГРЕГАТІВ МАШИН

Сушко О.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-13-54

Анотація – в роботі проаналізовані статистичні характеристики процесу зміни ресурсних параметрів та обґрунтовано уточнення математичної моделі з метою прогнозування остаточного ресурсу складових частин машин за результатами їх діагностування.

Ключові слова – прогнозування, ресурсні параметри, залишковий ресурс, методи побудови моделей прогнозування.

Постановка проблеми. Для встановлення точності існуючих методів індивідуального прогнозування технічного стану агрегатів машин треба мати потужний статистичний матеріал у вигляді ансамблів реалізацій діагностичних параметрів. Така інформація була зібрана експериментальним шляхом та за літературними джерелами [1, 2]. В результаті її обробки виявилось, що цілий ряд припущень, на яких заснований існуючий метод прогнозування, у багатьох випадках виконується лише частково, а іноді не виконується зовсім. У зв'язку з цим, виникла потреба в розробці більш загальної моделі зміни ресурсного параметра в залежності від напрацювання та на її основі отримання функції умовного розподілу залишкового ресурсу.

Аналіз останніх досліджень. Попередніми дослідженнями [3, 4] встановлено, що існуючий метод прогнозування оптимального залишкового ресурсу обумовлює середню квадратичну погрішність не менше 350-430 мото-год., що призводить до підвищення середніх питомих витрат на ремонт. Це довело необхідність побудови більш адекватного дійсності описання реального процесу зміни діагностичного параметра та розробки на цій основі точнішого і достовірнішого методу визначення залишкового ресурсу складової частини.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є аналіз статистичних характеристик випадкового процесу зміни ресурсного параметра і обґрунтування його уточненої математичної моделі

Основна частина. Для розробки точнішого і достовірнішого методу визначення залишкового ресурсу необхідно, в першу чергу, побудувати статистичні оцінки функцій математичного очікування $\hat{m}(t)$ середнього квадратичного відхилення $\sigma(t)$ та автокореляційної функції $\rho(t)$ випадкового процесу $u(t)$ і його складової $z(t)$. Основна трудність при цьому полягає в тому, що значення випадкового процесу $z(t)$ неможливо отримати безпосередньо з експерименту.

На основі представлених в [1, 4] результатів випробувано декілька підходів до вирішення даної задачі. У результаті була розроблена методика, що забезпечує мінімальну середню квадратичну погрішність оцінок основних показників. Суть її полягає в тому, що значення показника швидкості V_i оцінюються за методом найменших квадратів, який застосовується до кожної i -тої реалізації ($i = \overline{1, l}$, де l – число реалізацій даного діагностичного параметра), а величини Z_{ij} визначаються за формулою:

$$Z_{ij} = U_{ij} - V_i \cdot t_{ij}^{\alpha}, \quad (1)$$

де U_{ij} – фактична зміна параметрів при напрацюванні t_{ij} ($j = \overline{1, l}$, m_i – число експериментальних точок на i – тій реалізації).

Для точного розрахунку погрішності такої оцінки V згідно [1] потрібно знання матриці кореляцій процесу $z(t)$, яка нам не відома, і завдання полягає в тому, щоб її знайти. Проте, попередні розрахунки показали, що при числі точок на реалізації $m \geq 4$ для всіх практично можливих випадків вказаною погрішністю можна знехтувати, оскільки вона виявляється на порядок меншою за величину V .

На основі отриманих таким шляхом матриць значень $\|u_{ij}\|$ та $\|z_{ij}\|$ за стандартними формулами математичної статистики випадкових процесів [5] можна побудувати оцінки функцій їх математичного очікування, середнього квадратичного відхилення і автокореляції. Результати обчислень наведені у таблиці 1.

Вивчення отриманих статистичних характеристик процесу $z(t)$ показало, що його можна вважати стаціонарним нормальним випадковим процесом. Для доказу цього ствердження скористаємося методикою, приведеною в роботах [6, 7].

1. Математичне очікування $\hat{m}_z(t)$ слід рахувати тотожно рівним нулю, оскільки середня квадратична погрішність його оцінки в 2,5-5 разів перевищує оцінювану величину в переважній більшості точок у всіх наявних діагностичних параметрів. У таблиці 2 представлені відповідні результати для трьох діагностичних параметрів.

Таблиця 1 – Погрішність статистичної оцінки показника V в залежності від числа експериментальних точок

Діагностичний параметр, марка трактора, період експлуатації	Число реалізацій, l	Число експериментальних точок на кожній реалізації, m	Статистична оцінка показника швидкості зміни діагностичного параметру V , 1/1000 мото - год ^α .	Середньоквадратична погрішність оцінки показника $V\sigma_V$, 1/1000 мото - год ^α .
Витрата картерних газів (трактори МТЗ-82 доремонтного періоду експлуатації)	10	1	0,153	0,0358
		2	0,155	0,0181
		3	0,156	0,0141
		4	0,156	0,0102
		5	0,157	0,0057
		6	0,157	0,0043
		7	0,157	0,0041
Кутовий зазор у кінцевій передачі (трактори ДТ-75М доремонтного періоду експлуатації)	10	1	0,378	0,0543
		2	0,377	0,0286
		3	0,375	0,0207
		4	0,374	0,0179
		5	0,373	0,0154
		6	0,373	0,0138
Висота протектору шин ведучих коліс (трактори МТЗ-80 обох періодів експлуатації)	25	1	0,502	0,0550
		2	0,501	0,0394
		3	0,501	0,0309
		4	0,500	0,0250
		5	0,498	0,0184
		6	0,497	0,0131
		7	0,497	0,0030

2. Для доказу того, що дисперсію $\sigma_z(t)$ можна вважати постійною при напрацюванні, більшому 1000 мото-год., використовуємо критерій Кохрена G . Розглянемо ряд величин, які визначаються так

$$\hat{G} = \frac{\hat{\sigma}_{z_j}^2}{\sum_{j=1}^m \hat{\sigma}_{z_j}^2}, j = \overline{1, m} . \quad (2)$$

Таблиця 2 – Статистичні характеристики математичного очікування процесу $z(t)$

Діагностичний параметр, марка трактора, період експлуатації	Поточне значення на- працювання t_j , тис. мото-год	Вибіркова оцінка ма- тематично- го очіку- вання про- цесу $\bar{m}_z(t_j)$	Вибіркове середнє ква- дратичне відхилення процесу $\sigma_z(t_j)$	Величина t –критерію Ст'юдента.	Чи є під- става для то- го, щоб ві- дкинути нульову гі- потезу при рівні зна- чущості $q = 0,05$
Кутовий зазор в трансмісії (трактори МТЗ-82 після- ремонтного періоду експлуатації), $l = 14$	1,012	- 0,003	0,030	-0,37	нема
	1,155	- 0,001	0,024	- 0,16	нема
	1,297	0,002	0,018	0,42	нема
	1,440	0,003	0,017	0,66	нема
	1,582	0,005	0,018	1,04	нема
	1,725	0,001	0,016	0,23	нема
Висота протектору шин ведучих коліс (трактори МТЗ-82 обох періодів експлуатації), $l = 25$	1,020	0,007	0,062	0,56	нема
	1,170	0,001	0,053	0,09	нема
	1,319	-0,004	0,042	-0,48	нема
	1,468	-0,002	0,036	-0,28	нема
	1,617	-0,003	0,034	-0,44	нема
	1,767	0,001	0,035	0,14	нема
Витрата картерних газів (трактори ДТ-75М доремонтного періоду експлуатації), $l = 8$	1,194	0,022	0,082	0,76	нема
	1,406	0,028	0,073	1,08	нема
	1,618	0,021	0,060	0,99	нема
	1,830	0,020	0,058	0,98	нема
	2,040	0,018	0,056	0,91	нема
	2,255	- 0,013	0,049	-0,75	нема

Закон розподілу максимального члена цього ряду $\hat{\sigma}_{\max}$, який відповідає максимальній величині \hat{G}_{\max}^2 , відомий, і в додатку до [8] є таблиця граничних значень $G_{\text{табл}}$ розглянутого критерію, входами якої є число вибірок m і об'єм кожної вибірки l . Для більшості отриманих нами ансамблів реалізацій діагностичних параметрів виконується нерівність $\hat{G}_{\max}^2 < G_{\text{табл}}$ при рівні значущості $q = 0,05$. Це свідчить про від-

сутність підстав для того, щоб відкинути припущення про однорідність емпіричного ряду σ_{zj}^2 , тобто розсіювання оцінок дисперсій у перерізах процесу $z(t)$ слід вважати неістотним і обумовленим випадковими причинами, а дисперсійну функцію $\sigma_z^2(t)$ - постійною.

Наприклад, для діагностичного параметра «Кутовий зазор в трансмісії трактора ДТ-75М», по якому є 11 реалізацій, отриманий такий ряд значень $\hat{\sigma}_{zj}$ для семи перетинів процесу: 0,053; 0,046; 0,042; 0,047;

0,047; 0,025; 0,028 [9]. Розрахуємо суму: $\sum_{j=1}^7 \hat{\sigma}_{zj}^2 = 0,01199$. Визначимо вели-

чину максимального члена ряду: $\hat{G}_{\max} = \frac{0,0028}{0,0119} = 0,236$. По таблиці з [8]

при $m = 7$ і $l-1 = 10$ знаходимо п'ятивідсоткову межу $G_{\text{табл}} = 0,315$. Як бачимо, емпіричне значення \hat{G}_{\max} істотно менше табличної межі $G_{\text{табл}}$, що вказує на незначущість розбіжності між оцінками дисперсії σ_{zj}^2 даного параметра.

3. Найбільш важливим для обґрунтування стаціонарності випадкового процесу фактором є, як відомо, залежність його автокореляційної функції $\rho(t_1, t_2)$ не від абсолютного розташування аргументів t_1 і t_2 на осі абсцис, а тільки від різниці між ними $\tau = t_2 - t_1$. У нашому випадку цю умову буде виконано, якщо коефіцієнти кореляції ρ_{ij} , які розташовані в матриці кореляцій по діагоналях, паралельних головній діагоналі, будуть рівними між собою. У отриманих матрицях кореляцій процесу $z(t)$ ця вимога не дотримується. Необхідно встановити, чим викликана така розбіжність оцінок: випадковим статистичним розсіюванням, залежним від числа реалізацій, або не стаціонарністю процесу $z(t)$. Для перевірки статистичної однорідності коефіцієнтів кореляції між перерізами випадкового процесу, які знаходяться на однаковій відстані τ , застосовуємо перетворення Фішера за формулою

$$r_{ij} = \text{arcth } \rho_{ij} = 0,5 \ln \left(\frac{1 + \rho_{ij}}{1 - \rho_{ij}} \right). \quad (3)$$

Розбивши усі r_{ij} , що відносяться до однієї діагоналі, на дві групи через одного з метою виключення залежності між ними, обчислюємо величину χ^2 для кожної з груп розмірів m' за формулою

$$\chi^2 = (l-3) \sum r_{ij}^2 - \frac{1}{m(l-3)} \left[(l-3) \sum r_{ij} \right]^2. \quad (4)$$

Для 92% всіх наявних ресурсних параметрів величини χ^2 істотно менше відповідних табульованих меж при рівні значущості $q = 0,05$

[8], тобто емпіричні дані не суперечать гіпотезі про стаціонарність випадкового процесу $z(t)$, а різницю між оцінками ρ_{ij} слід пояснювати статистичним розсіюванням.

4. З метою обґрунтування нормальності процесу $z(t)$ застосуємо критерій ω^2 згідно ГОСТ 11.006-74 [10] до набору значень z_{ij} у ряді перерізів t_j . Для забезпечення незалежності значень функції перерізу t_j слід вибирати на такій відстані τ один від одного, щоб $\rho_z(\tau) \rightarrow 0$. Порівняння розрахованих значень критерію ω^2 з табличними при рівні значущості $q = 0,05$ показало, що гіпотеза про нормальний розподіл перерізів процесу $z(t)$ не суперечить експериментальним даним.

Таким чином, проведений статистичний аналіз дозволив обґрунтувати стаціонарність і нормальність випадкового процесу $z(t)$. Даний висновок можна розповсюдити на всі ресурсні діагностичні параметри вузлів і агрегатів машин, оскільки дослідження фізичних факторів, які обумовлюють формування випадкового процесу $z(t)$ при експлуатації сільськогосподарських тракторів, також його підтверджує.

Звичайно дослідники процесів зношування відмічають зростання дисперсії випадкових відхилень, до такого ж виводу призводить широко поширена модель накопичуваних ушкоджень. Однак, суттєве збільшення дисперсії отримують при вивченні відносно довгих реалізацій, кожна з яких складається з множини точок (звичайно більше 20). Ми ж маємо відносно невеликі реалізації по 5 – 8 точок на кожній. Зменшення інтервалів між спостереженнями не допоможе, оскільки діагностичний ресурсний параметр за невеличкий проміжок часу (100-150 мото-год) не зміниться, а збільшення часу спостережень неможливо, так як воно обмежено моментом досягнення параметром граничного значення з наступною відправкою складової частини в ремонт. Крім того, звичайно використовують досить точні пристрої для вимірювання зносу, а в нас досить велика погрішність діагностування, яка складає значну частину дисперсії $\sigma_z^2(t)$. Проведені дослідження також виявили деяку тенденцію до збільшення дисперсійної функції $\sigma_z^2(t)$, але ступінь такого зростання незначна. Однак, навіть якщо прийняти допущення про монотонне зростання $\sigma_z^2(t)$, процес $z(t)$ може бути зведеним до стаціонарного шляхом ділення його значень на детерміновану функцію $\sigma_z(t)$ [6].

Достатньо тісний кореляційний зв'язок між віддаленими недалеко один від одного перерізами $z(t)$ формується внаслідок інерційності процесу накопичення зносу по відношенню до факторів, що впливають на нього. Наприклад, при збільшенні запиленості повітря ступінь зносу деталей гільзо-поршневої групи підвищується до відчутної величини не відразу, а лише після закінчення певного напрацювання. У разі подальшого зменшення запиленості уповільнення процесу на-

копичення зносу можна буде встановити тільки після відпрацювання даним двигуном достатньо тривалого відрізка часу. Загалом, слід зазначити, що накопичений знос не може змінитися стрибком.

Висновки. Все це дозволяє стверджувати, що описання випадкового процесу $u(t)$, де $z(t)$ є стаціонарний нормальний випадковий процес, з достатньою точністю та достовірністю відображає реальний процес зміни ресурсного параметру і може бути взято за основу для прогнозування остаточного ресурсу складових частин машин за результатами їх діагностування.

Література

1. Сушко О.В. Підвищення ефективності ремонту дизелів транспортних засобів оптимізацією ремонтно-обслуговуючих дій // О. В. Сушко. – Дисс. канд. техн. наук. – К.: 2007. – 178 с.
2. Сушко О.В. Методика визначення граничних значень основних техніко-економічних параметрів двигунів з метою підвищення ефективності ремонту транспортних засобів. Свідоцтво № 15864, Україна. / О.В.Сушко. – Заявлено 10.01.06, зареєстровано 01.03.06 № 15927.
3. Сушко О.В. Описання імітаційних моделей, які використовуються для дослідження системи технічного обслуговування та ремонту машин // Праці ТДАТУ / О.В. Сушко – Випуск 9. – т. 4. – Мелітополь. – 2010 р. – с. 37- 41.
4. Посвятенко Е.К. Визначення похибки існуючого методу прогнозування залишкового ресурсу складової частини машини // Науково - техніч. збірник «Вісник НТУ» / Е.К. Посвятенко, О.В. Сушко. – Київ. – № 18. – 2011р. – с.
5. Корн Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн . – М.: Наука, 1974,831 с.
6. Дашевский Я. Т. Об оценке вероятности безотказной работы в случае нестационарных нормальных процессов изменения параметров / Я.Т. Дашевский – Надежность и контроль качества. 1984, №1, с. 33 – 37.
7. Кемпинский М.М., Невельсон М.С., Старобин К.Б. Надежность автоматических средств обработки и контроля в машиностроении / Под ред. М.М. Кемпинского – Л.: Машиностроение, 1977. – 184 с.
8. Смирнов Н.Н. Курс теории вероятностей и математической статистики / Н.Н. Смирнов, И.В. Дунин – Барковский – М.: Физматгиз, 1969. – 511 с.
9. Сельцер А.А. Прогнозирование безотказности и определение допустимых изменений параметров состояния элементов тракторов (на примере подвески тракторов Т-74, ДТ-75) // А.А. Сельцер. – Дисс. канд. техн. наук.- М.: 1979. – 204 с.

10. ГОСТ 11.006-74. Прикладная статистика. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. – М.: Издательство стандартов, 1975. – 24 с.

УТОЧНЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ИЗМЕНЕНИЯ РЕСУРСНЫХ ПАРАМЕТРОВ АГРЕГАТОВ МАШИН

О.В. Сушко

Аннотация

В статье проанализированы статистические характеристики процесса изменения ресурсных параметров и обосновано уточнение существующей математической модели с целью прогнозирования остаточного ресурса составных частей машин по результатам их диагностирования.

ANALYSIS OF STATISTICAL DESCRIPTIONS OF CASUAL PROCESS RESOURCE PARAMETERS OF CHANGE MACHINES AGGREGATES AND GROUND OF HIS SPECIFIED MATHEMATICAL MODEL

O. Sushko

Summary

In the article statistical descriptions of process of change of resource parameters are analysed and clarification of existent mathematical model is grounded with the purpose of prognostication of remaining resource of component parts of machines on results their diagnostic.



УДК 612.76:621.31

ПОТЕНЦІАЛ РОЗВИТКУ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ В УКРАЇНІ

Брагінець А.М., к.т.н.,

Брагінець С.М., к.е.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

тел. (0619) 42-05-70, 42-05-72

Анотація – у статті розглянуті питання сучасного стану розвитку та обґрунтування потенціалу розвитку альтернативної енергетики в Україні.

Ключові слова – альтернативна енергетика, енергетичний баланс, потенціал розвитку НВДЕ, енергетична політика ЄС.

Постановка проблеми. В сучасних умовах господарювання все більшого значення набуває проблема ефективного використання енергетичних ресурсів у країні. Це пов'язано з тим, що за останні роки спостерігається досить чітка тенденція їх подорожчання. Тому пошук та використання альтернативних джерел енергії в агропромисловому комплексі є досить актуальним для сьогодення.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз публікацій з даної проблеми показав, що питання розвитку альтернативної енергії у країні постійно перебуває у полі зору вчених. Разом з тим, не зважаючи на значний обсяг прийнятих законів, програм, нормативних актів та інших документів, справа з впровадженням НВДЕ у країні йде занадто низькими темпами, вклад в енергетичний баланс країни є незначним.

Формування цілей статті. Мета статті полягає у теоретичному обґрунтуванні потенціалу розвитку альтернативної енергетики в Україні, як передумови стабільного розвитку агропромислового комплексу та держави в цілому.

Основна частина. Виходячи з нової енергетичної політики, ЄС надає важливого значення енергозбереженню. Важливість енергозбереження пояснюється тим, що завдяки йому зберігаються значні ресурси вуглеводнів, заощаджуються фінансові кошти споживачів, зменшуються викиди вуглекислого газу. Виходячи із важливості енергозбереження, ЄС у грудні 2005 р. видав директиву, яка зобов'язувала усі країни альянсу розробити національні плани дій з підвищення енергоефективності (EEAPs–Energie–Effizienz–Actions–Plane). Відповідно до

директиви, починаючи з 2011 р., усі країни ЄС повинні беззастережно виконувати ці зобов'язання.

9 грудня 2008 р. уряди держав членів Євросоюзу і Європарламент ухвалили законопроект щодо збільшення використання відновлюваних джерел енергії до 2020 року на 20 %, зниження на таку ж величину використання електроенергії та викидів парникових газів.

Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії є одним з важливих критеріїв сталого розвитку світової спільноти. Здійснюється пошук нових і вдосконалення існуючих технологій, виведення їх до економічно ефективного рівня та розширення сфер використання. Головними причинами такої уваги є очікуване вичерпання запасів органічних видів палива, різке зростання їх ціни, недосконалість та низька ефективність технологій їхнього використання, шкідливий вплив на довкілля.

Проблеми ефективності використання традиційних джерел енергії в Україні стоять ще гостріше, ніж у світі чи країнах ЄС. Причинами цього є застарілі технології, вичерпання ресурсу використання основних фондів генерації електроенергії і тепла. Значні втрати при транспортуванні, розподілу та використанні електроенергії і тепла, а також монопольна залежність від імпорту енергоносіїв ще більш ускладнюють ситуацію на енергетичних ринках країни.

Змінити ситуацію можна шляхом проведення відповідної енергетичної політики, вдосконалення нормативно-правової бази та залучення інвестицій у розвиток НВДЕ. Звісно, що цей процес не є швидким, але задля забезпечення майбутнього економічного процвітання України, її гідного місця у Європейській спільноті потрібно вже сьогодні активізувати вирішення цієї актуальної проблеми.

В табл. 1 наведений потенціал НВДЕ в Україні.

Україна має значний потенціал для розвитку відновлюваної енергетики (табл. 2) разом з тим, не зважаючи на значний обсяг прийнятих законів, програм, нормативних актів та інших документів, справа з впровадженням НВДЕ у країні йде занадто низькими темпами, вклад в енергетичний баланс країни є незначним.

Причин такого стану багато, головні з них це відсутність системи економічного стимулювання переходу до використання НВДЕ, декларативний характер нормативно-правових актів без конкретних механізмів впровадження, а також низька виконавча дисципліна. Не можна сказати, що в країні нічого не робиться в цьому напрямку, але того що робиться не достатньо для компенсації негативних тенденцій таких, як світове зростання цін на енергоносії, збільшення рівня енергетичної залежності країни та забруднення навколишнього середовища.

Таблиця 1 - Потенціал НВДЕ в Україні

Джерела енергії	Повний потенціал		
	Повний	Технічний	Економічно доцільний
Сонце, МВт · год/рік	$718,4 \cdot 10^9$	$345,1 \cdot 10^9$	$53,8 \cdot 10^9$
Вітер, МВт · год/рік на 1 м^2	1,88	0,52	-
Торф, МВт · год/рік	6801	-	2941
Надра Землі, МВт · год/рік	$17,365 \cdot 10^6$	-	-
Теплота ґрунту, МВт · год/рік	$1,575 \cdot 10^6$	$1,125 \cdot 10^6$	$0,106 \cdot 10^6$
Залишковий тиск природного газу, МВт · год/рік	$5,021 \cdot 10^6$	$2,337 \cdot 10^6$	$1,097 \cdot 10^6$
Шахтний метан, МВт · год/рік	-	$9,885 \cdot 10^6$	-
Залишковий тиск доменного газу, МВт · год/рік	$1,536 \cdot 10^6$	$0,858 \cdot 10^6$	$0,241 \cdot 10^6$
Приток малих річок, МВт · год/рік	$12,501 \cdot 10^6$	$8,252 \cdot 10^6$	$3,747 \cdot 10^6$

Таблиця 2 – Прогноз розвитку НВДЕ за основними напрямками освоєння, млн. тонн у. п./рік

Напрями освоєння НВДЕ	Рівень розвитку НВДЕ по роках			
	2005	2010	2020	2030
Позабалансові джерела енергії, всього	13,85	15,96	18,5	22,2
В тому числі шахтний метан	0,05	0,96	2,8	5,8
Відновлювані джерела енергії, всього	1,661	3,842	12,054	35,53
В тому числі: біоенергетика	1,3	2,7	6,3	9,2
Сонячна енергетика	0,003	0,032	0,284	1,1
Мала гідроенергетика	0,12	0,52	0,85	1,13
Геотермальна енергетика	0,12	0,08	0,19	0,7
Вітроенергетика	0,018	0,21	0,53	0,7
Енергія доквілля	0,2	0,3	3,9	22,7
Усього	15,51	19,83	30,55	57,73

Не впроваджуючи нові види НВДЕ, не вкладаючи коштів у технології, не розвиваючи виробництво на базі нових технологій, країна консервує технологічну відсталість і може втратити свій шанс вийти у європейську спільноту.

Серед факторів сприяння розвитку НВДЕ в Україні можна назвати:

- зростання цін на традиційні енергоносії;

- підвищення вимог екологічних норм і стандартів;
- можливості реалізації механізмів Кіотського протоколу для фінансування проектів впровадження НВДЕ;
- покращення можливості входження до європейської спільноти;
- необхідність заміни зношених основних фондів.

Як повідомляє Зелена Хвиля, в 2011 році встановлена потужність електростанцій на альтернативних джерелах енергії в Україні зросла із 152 МВт до 397 МВт. Таким чином, темп зростання альтернативної енергетики України в 2011 році становив 161%.

Що принесе відновлюваній енергетиці України 2012 рік?

Зелена Хвиля зібрала прогнози експертів, держави та зробила свій власний. В Україні будуть розвиватися найшвидше дві галузі: сонячна та вітряна енергетика. Це відповідає світовим тенденціям.

Отже, експерти прогнозують, що в 2012 році буде введено в дію 100 МВт сонячних електростанцій та 600 МВт вітрових електростанцій, а загальна потужність перевищить 1 000 МВт. Експерти прогнозують, що в 2012 році значно активніше розвиватиметься саме вітрова енергетика.

Зелена Хвиля також прогнозує однаковий розвиток сонячної та вітрової енергетики в 2012 році, однак дещо більш стриманими темпами. За їх прогнозом, в 2012 році буде встановлено близько 250 МВт сонячних електростанцій, головним чином в Криму та Одеській області, та близько 250 МВт вітрових електростанцій. Ще близько 10 МВт додадуть електростанції на інших типах відновлюваних ресурсів. Загальна потужність альтернативної енергетики на кінець 2012 року складатиме близько 900 МВт.

За даними експертів Україна може обійтися практично без російського газу, використовуючи наявні альтернативні енергоносії та енергозберігаючі технології (табл. 3).

За рахунок електроенергії буде покриватися ще більше зростання енергоємності нашої промисловості, адже споживання природного газу має зменшитися з 76,4 млрд. куб. метрів в 2005 р. до 49,5 млрд. куб. метрів в 2030 р., або на 35%. А от обсяги імпорту блакитного палива мають зменшитися на цілих 83% - з 55,9 млрд. куб. метрів до 9,4 млрд.

Як бачимо, альтернативна енергетика цілком може скласти понад третину всього енергоспоживання в Україні, і навіть за умови виконання Енергетичної стратегії до 2030 р. щодо одного лише споживання енергоресурсів, цей показник може скласти майже 27% (в Євросоюзі до 2020 р. - 20%).

Таблиця 3 - Потенціал відновлюваних (екологічно чистих) джерел енергії в Україні

Вид енергетики	Річний технічно досягаємий потенціал		Річне заміщення природного газу
	млрд. кВт-год	млн. тонн ум. п.	млрд. куб. м
Вітроенергетика	41,7	15,0	13,04
Сонячна енергетика	28,8	6,0	5,22
Геотермальна енергетика	105,1	12,0	10,43
Біоенергетика	27,7	10,0	8,70
Гідроенергетика	162,8	20,0	17,40
Енергетика навколишнього середовища	154,7	18,0	15,65
Всього	520,8	81,0	70,44

«Біомаса» (Науково-технічний центр «Біомаса» - компанія, яка працює в сфері технологій отримання енергії з біомаси, -) спільно з Інститутом технічної теплофізики НАН України та Агентством з відновлюваної енергетики розробили концепцію, де чітко підраховано: скільки у нас спалюється на полях соломи, скільки гною і відходів деревини викидається на звалища - це виходить приблизно 20 млн. тонн умовного палива. Отже, 20 млрд. кубометрів газу ми можемо щорічно отримувати з цієї сировини. Якщо ми на сьогоднішній день споживаємо приблизно 80 млрд. куб. метрів газу, то приблизно на чверть вже сьогодні можемо замінити «зеленою» енергетикою. Програма розрахована на термін від 7 до 8 років.

Стандартною проблемою вважається відсутність коштів на розвиток «зеленої» енергетики. Але при цьому уряд планує витратити понад 208 млрд. грн. на розвиток ядерної енергетики, зокрема будівництво нових 15 енергоблоків.

Щодня Україна витрачає 100 млн. грн. на енергоносії, тому розвиток альтернативної енергетики може звільнити останню від екзистенціальної залежності від паливних ресурсів її східного сусіда та спрямувати звільнені ресурси на розвиток власної економіки.

Висновки. Впровадження та використання альтернативних джерел енергії веде до зменшення впливу на навколишнє середовище, рівномірного розподілу енергетичних ресурсів, децентралізації вироб-

ництва енергії, збільшення економічної свободи держав та тривалої моделі цивілізації, що є одними з головних умов стійкого розвитку.

Література

1. *Старицька О.П.* Структурна характеристика ресурсозбереження у сільськогосподарському виробництві / О.П. Старицька // *Агроінком.* – 2005. – № 7. – С. 67 – 69.
2. *Драганов Б.Х.* Економія енергоресурсів у сільському господарстві / Б.Х. Драганов, Ю.М. Пчолкін – К.: Урожай, 1983. – 80 с. 5. Гришко В.В.
3. *Енергозбереження в сільському господарстві / В.В. Гришко, В.І. Перебийніс, В.М. Рабштина* – Полтава, 1996. – 280 с.

ПОТЕНЦИАЛ РАЗВИТИЯ АЛЬТЕРНАТИВНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ В УКРАИНЕ

Брагинец А.Н., Брагинець С.М.

Аннотация

В статье рассмотрены вопросы современного состояния развития и обоснование потенциала развития альтернативной энергетики в Украине.

POTENTIAL OF ALTERNATIVE ENERGY IN THE UKRAINE

A. Braginets, S. Braginets

Summary

The paper deals with the current state of development and the rationale for the potential development of alternative energy in Ukraine.



УДК 631. 333.92 : 631. 22. 018

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ МЕТАНОГЕНЕРАЦІЇ ГНОЮ З РОСЛИННОЮ СИРОВИНОЮ

Скляр О.Г., к.т.н.,

Скляр Р.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-05-70

Анотація – викладено методику та обґрунтування параметрів процесу метаногенерації гною з рослинною сировиною.

Ключові слова – тваринництво, екологія, технологія, рослинна сировина, біогаз, метантенк, органічні добрива, метан.

Постановка проблеми. Тваринництво як галузь сільського господарства є багатофункціональною і багаторівневою біотехнічною системою, яка об'єднує в собі такі складні системи як землеробство і рослинництво, де сполучною ланкою є кормовиробництво і кормовикористання.

Однією з найбільш важливих проблем, що вимагають швидкого рішення для розвитку агропромислового комплексу, є підвищення родючості ґрунтів, отже, і врожайності сільськогосподарських культур. Незважаючи на актуальність цієї проблеми, нині виробництво мінеральних добрив скоротилося в порівнянні з 1990 р. в 2 рази, при цьому доля постачань за рубіж збільшилася з 30 до 80%.

Це важлива наукова проблема стосується і розвитку тваринництва, вирішення якої вимагає проведення фундаментальних досліджень у напрямку виявлення нових закономірностей існування і розвитку біотехнологічних систем в умовах постійного відтворення використовуваного природного ресурсного забезпечення виробництва на основі розробки нових концептуальних основ управління продукуючими та ресурсовикористовуючими функціями агроєкосистем.

Все більшу реальність набуває ефект диверсифікації виробництва, пов'язаний з розширенням спектру виробляємої продукції. Взагалі, основними продуктами метанового зброджування є біогаз, який може бути трансформований в електричну чи теплову енергію, та зброджена біомаса, що являє собою високоефективне органічне добриво. Ці продукти є основним товаром переробного виробництва, але не єдиним.

Аналіз останніх досліджень. На теперішній час існує велика кількість різних конструкцій біогазових установок, але питання енергетичного балансу між біосировиною, біогазом і органічними добривами залишається відкритим [1,3].

Формулювання цілей статті. Все це говорить про необхідність раціональнішого підходу до зберігання, переробки і використання органічної сировини, що зараз нагромаджується поблизу ферм і комплексів, утруднює їх нормальне функціонування і забруднює навколишнє середовище. Утилізація біомаси, у тому числі й гною, здійснюється з метою організації безвідхідного виробництва і захисту навколишнього середовища, а також для добування екологічно чистого конкурентоздатного органічного добрива і енергоносія. Тому метою досліджень є отримання високоцінних органічних добрив та виявлення їх впливу на якісний склад рослин, а також енергетичний баланс між ними.

Основна частина. Найбільш перспективною, з точки зору отримання агрохімічної (виробництво добрив), екологічної (знезараження і дезодорація) і енергетичної (виробництво палива і електроенергії) ефективності, являється технологія переробки гною в анаеробних умовах в спеціальних герметичних реакторах - метантенках, виконаних, як правило, з металу. Завдяки діяльності метанотвірних бактерій в безкисневому середовищі при температурі 39..40 або 53..55°C в реакторі відбувається процес зброджування гною з утворенням горючого газу, основними компонентами якого є метан (60... 65%) і вуглекислий газ (35...40%).

З 1 т гною вологістю 92% протягом 10..15 діб можна отримати близько 20 м³ біогазу з теплотворною здатністю 23..25 МДж/м³. З цієї кількості приблизно 50% витрачається на підтримку заданого температурного режиму роботи метантенка, решта складає товарний біогаз, який можна використовувати на потреби господарства.

Зброджена в метантенку маса є легкозасвоюване рослинами і позбавлене збудників хвороб і насіння бур'янів рідке (напіврідке) висококонцентроване органічне добриво, що містить макро- і мікроелементи, амінокислоти і фітогормони, що стимулюють зростання рослин. Це добриво застосовується на ґрунтах усіх типів для овочевих, плодово-ягідних, кормових культур, газонів, квітників, декоративних кущів і т.п.

Таким чином, найбільш перспективною технологією переробки рідких органічних відходів (гній, послід) є технологія з використанням біогазових установок. Внаслідок значних фінансових витрат на їх створення економічно доцільно створювати при тваринницьких і птахівницьких підприємствах цехи з виробництва рідких і твердих органічних добрив з використанням невеликих (об'єм метантенка до 100 м³) біогазових установок.

Для проведення пошукових досліджень застосовувались 3 л скляні ємкості (метантенки) 1, капельниці 2 для виведення біогазу та зробленого з пластикових ємкостей газгольдера 3 з напрямними (рис. 1).

Для дослідів в чотири бутилі було закладено коферменти для анаеробного (без доступу повітря) бродіння біомаси. Остання складалася з свіжого гною теля, зеленої трави та води. Пропорції гній: зелена трава: вода закладалися різні, а саме:

Суміш №1 - 2,7:1:1,7 (50% гною від загальної маси)

Суміш №2 – 1:1:1 (33% гною від загальної маси)

Суміш №3 – 1:10 (без додавання води)

Суміш №4 – 1:2:1 (25% гною від загальної маси)



Рис. 1. Ємкості для метаногенерації.

Методика проведення досліджень

1. Подрібнити зелену масу до розмірів 5...7 мм, виміряти необхідну пропорції масу
2. Виміряти необхідну пропорції масу гною та його вологість.
3. Воду підігріти до температури 50°C, виміряти необхідний об'єм.
4. Приготувати чотири суміші в пропорціях наведених вище і закласти в чотири герметичні ємкості 1 (див. рис. 1)
5. Вимірювати піднімання газгольдера через кожні три доби і записувати в таблицю вимірів. Початкова ділення на шкалі 14 см.
6. Температура бродіння при температурі зовнішнього середовища 21...26°C (психофільний режим)
7. Після піднімання газгольдера до максимальної відмітки необхідно випустити утворившийся газ шляхом відкривання випускного отвору і перевірити його на запах та якість горіння.

8. Після того, як біогаз перестане утворюватися, визначити властивості біодобрива.

9. Визначити дослідним шляхом вплив біодобрива на кількісний та якісний склад рослин: сирий протеїн, сирий жир, сира клітковина, БЕР

10. Визначити баланс енергії між біогазом, біодобривом та рослиною.

11. Скласти модель оптимізації параметрів техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції тваринництва

Результати досліджень (за першими сьома пунктами)

Суміш №1

Через 2 тижні почав вже слабо горіти біогаз, вміст метану 50-60% (рис.2). Через один місяць біогаз горів сильно (більше 60% метану), полум'я велике і стабільне (рис. 3). Біогаз утворювався в безкисневих умовах протягом чотирьох місяців без додавання свіжих порцій субстрату.

Суміш №2

Біогаз почав горіти вже через тиждень, але мало та нестабільно (рис. 4). Потім процес утворення біогазу зупинився.

Суміші №3 та №4 біогаз не виділявся, запах газу був гнилим.

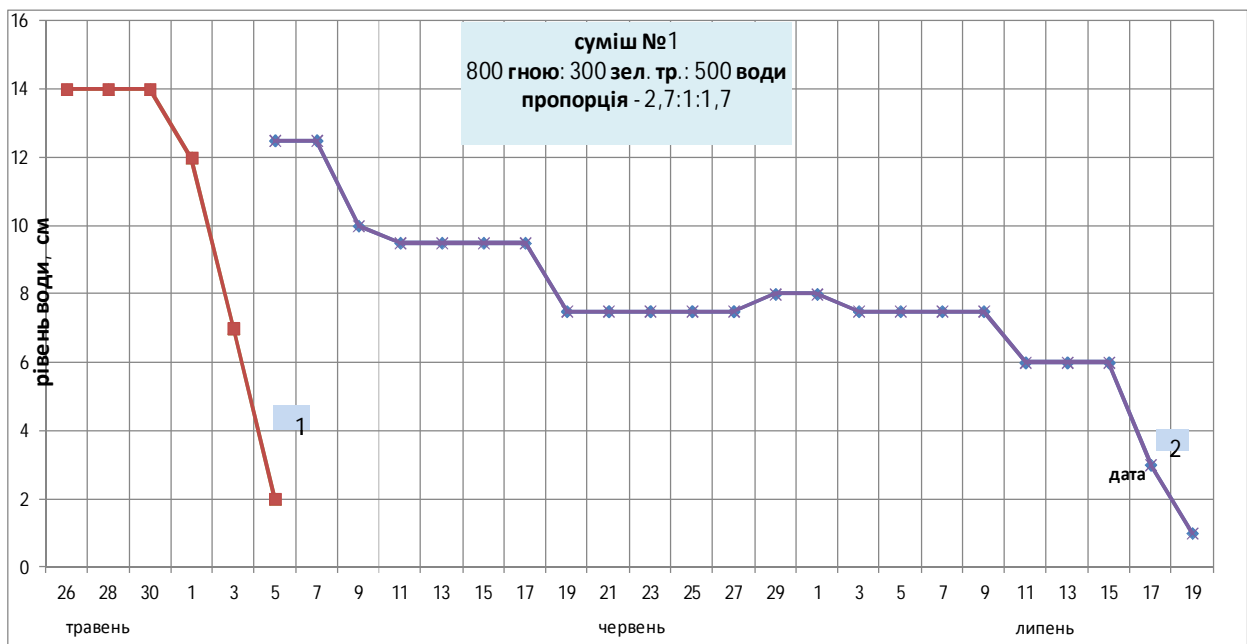


Рис. 2. Результати вимірів по суміші №1:

1 – 50 - 60% метану, запах газу виразний, полум'я ледь помітне, нестабільне; 2 – більше 60% метану, полум'я велике, стабільне.



Рис. 3. Фотознімки ємностей для метаногенерації з першою сумішшю та отримане горіння біогазу.

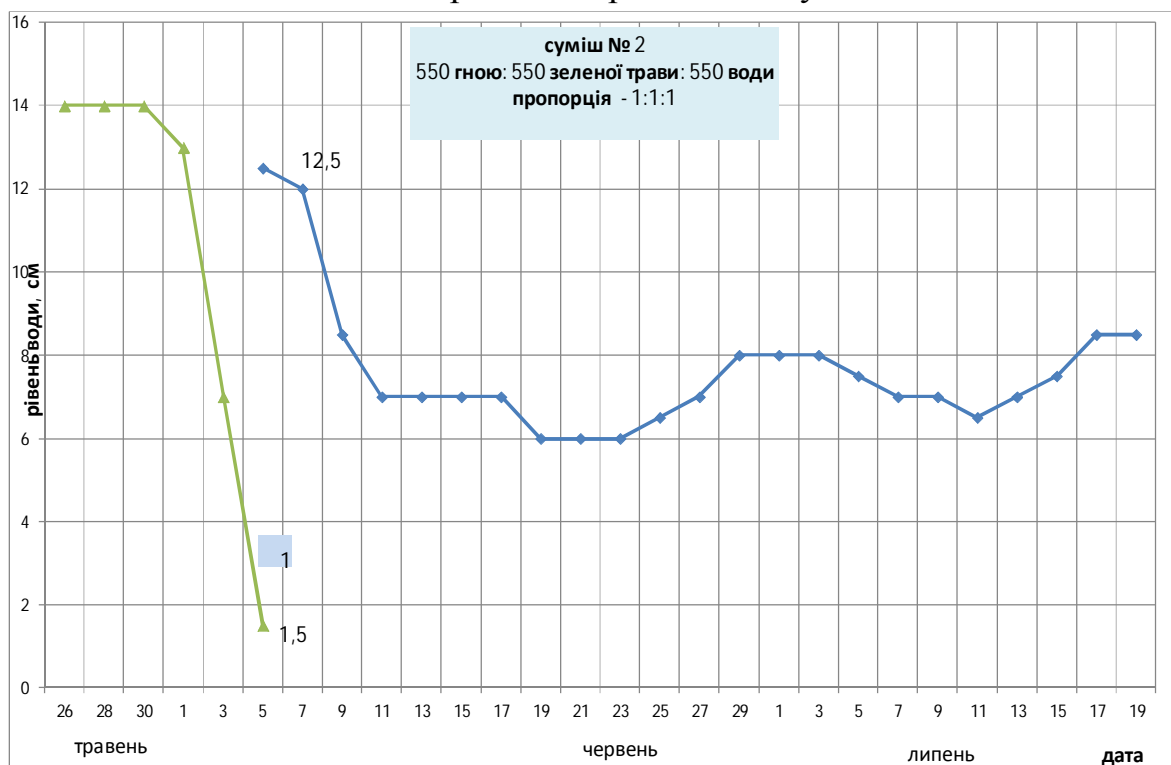


Рис. 4. Результати вимірів по суміші №2:
1 – менше 50% метану, з запахом гнилі.

Для подальших досліджень (за п.п. 8 – 10 методики досліджень) необхідно залучити до роботи агронома та зробити наступне:

1. Визначити вплив різної кількості біодобрива на кількісний та якісний склад рослин (пшениця). Для цього зробити чотири ємності

для висадки пшениці: 1 – без біодобрива, 2, 3, 4 з різною кількістю добрива.

2. Слідкувати за інтенсивністю росту рослин та вимірювати їх довжину.

3. Заміряти якісний склад рослин в чотирьох ємностях: сирий протеїн, сирий жир, сира клітковина, БЕР.

4. Визначити баланс енергії біогаз - біодобриво – рослина для подальшого складення моделі оптимізації параметрів техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції тваринництва.

Для подальших досліджень з наступною закладкою коферментів в реактор з вже визначеною пропорцією розроблено експериментальну лабораторну установку (рис. 5). Вона складається з реактора 1 з лопатевою мішалкою 2, завантажувального шнеку 3, термометра 4, газгольдера 5 та горілки 6.

Висновки. По отриманим результатам досліджень можна зробити наступні висновки:

- з чотирьох зроблених пропорцій суміші для життєдіяльності метанотвірних бактерій та стабільного процесу виділення біогазу підійшла тільки суміш №1 (гній 2,7: зелена трава 1: вода 1,7). Біогаз горів протягом чотирьох місяців навіть без додавання свіжих порцій субстрату.

- метаногенез відбувався в психофільному режимі 21...26°C, а при такому режимі утворення біогазу найменш продуктивне;

- в подальших дослідженнях необхідно створювати мезофільний режим метаногенерації при температурі субстрату 30...40°C для інтенсивнішого виходу біогазу.

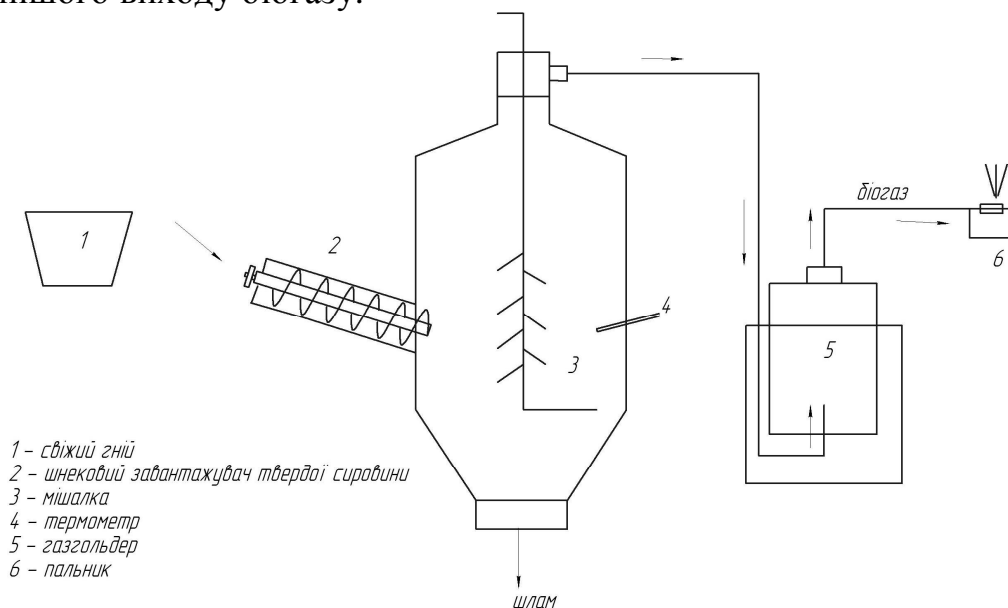


Рис. 5. Конструктивно-технологічна схема лабораторної установки.

Література

1. Агрохимия: учебник по агр. спец. / под. ред. Смирнов П.М., Муравин Э.А. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1988. – 447 с.
2. Сеитбеков Л.С. Микробиологическая анаэробная конверсия биомассы/ Л.С. Сеитбеков, Е.Б. Нестеров, В.Г. Некрасов. – Алматы: Издательство «Эверо», 2005. – 276 с.
3. BiogasWorks. - 2002. – Режим доступа: www.biogasworks.com

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА
МЕТАНОГЕНЕРАЦИИ НАВОЗА С РАСТИТЕЛЬНОЙ МАССОЙ**

Скляр А.Г., Скляр Р.В.

Аннотация

Представлена методика проведения исследований и обоснование параметров процесса метаногенерации навоза с растительной массой.

**THE PARAMETERS' JUSTIFICATION
METHANE-GENERATION'S PROCESS OF
MANURE WITH VEGETABLE MASS**

A. Sklyar, R. Sklyar

Summary

Methodology of realization of researches and ground of parameters of process of methane-generation manure are pointed with vegetable mass.



УДК 631.363;636.085

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ КОРМА МАЯТНИКОВЫМ КОРМУШКОЙ-ДОЗАТОРОМ

Шацкий В.В., д.т.н.,

Попазов С.В.

Таврический государственный агротехнологический университет

тел. (0619) 42-05-70

Аннотация – представлены математические зависимости, моделирующие формирование порции сыпучего материала маятниковым кормушкой дозатором.

Ключевые слова – корм, бункер, маятник, отклонение, сыпучий материал, истечение, объем, кормушка.

Постановка проблемы. Основным резервом сдерживания роста себестоимости продукции животноводства является упрощение конструкции технологического оборудования при передаче функций управления процессами животными. В свиноводстве таким резервом является использование автоматических кормушек-дозаторов, совершенствование технологической схемы которых, является актуальным.

Анализ последних исследований. В настоящее время в научной печати много внимания уделено исследованиям истечения сыпучего материала из конусных бункеров [1], но отсутствуют исследования формирования порции корма при истечении сыпучего материала из бункера совершающего колебания относительно вертикальной оси, что не дает возможности обосновать параметры выгрузного окна маятникового кормушки-дозатора, обеспечивающего стабильность процесса кормления свинополовья.

Цель работы. Моделирование процесса формирования порции корма сыпучего материала при отклонении конусного цилиндрического бункера, которое проводится с целью определения параметров процесса выдачи и геометрических параметров выгрузного окна бункера, обеспечивающего стабильность процесса работы автоматической кормушки-дозатора при подаче сыпучего корма с различными физико-механическими свойствами в определенных пределах влажности.

Метод исследований. Стабильное формирование порции корма при отклонении бункера от вертикальной оси зависит от фракционно-

го состава, формы частиц, их взаимодействия и трения, зазора между кромкой выгрузного окна и поверхности днища бункера. Поэтому исследования проводятся с использованием механики сыпучих сред. Что позволяет определить параметры дозирующего узла для обеспечения стабильного истечения сыпучего материала.

Основная часть. При вертикальном положении конусоцилиндрической емкости, с зазором h_{cp} между цилиндрическим выгрузным окном и плоскостью кормушки, происходит истечение сыпучего материала из бункера и заполнение пространства между ними. Материал выходит за рамки выгрузного цилиндрического окна за счет расположения его под углом естественного откоса α (рис.1.)

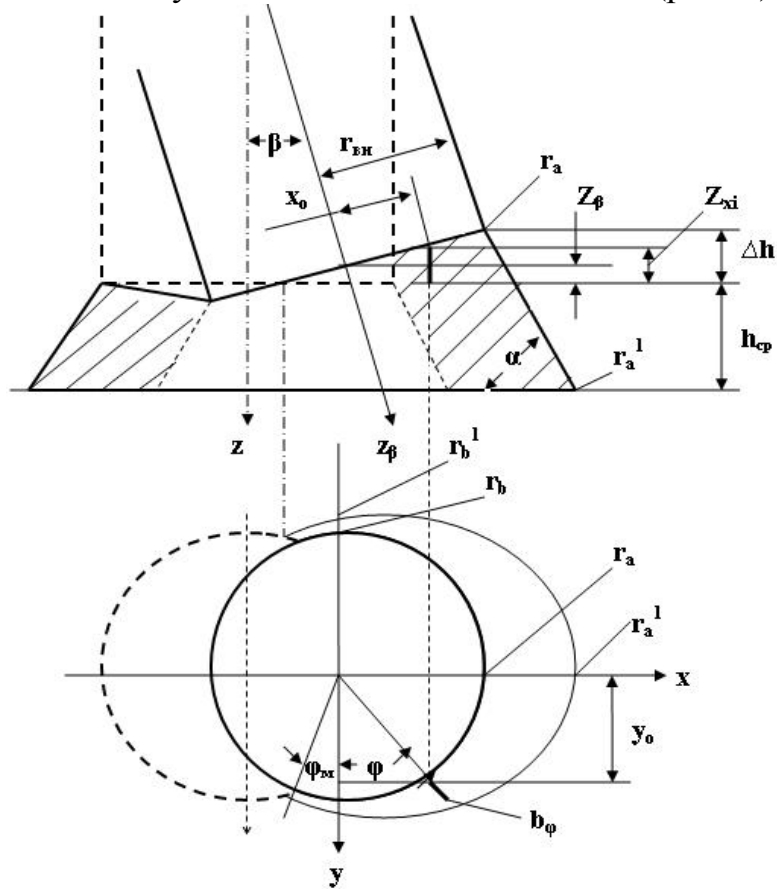


Рис.1. Форма порции корма при отклонении бункера.

Объем корма при этом определяется с учетом того, что величина y изменяется в диапазоне $0 < y < h_{cp}$, а диаметр D_k окружности сыпучего материала находится в зависимости от величины y (высоты слоя) по выражению

$$D_k = 2(h_{cp} - y_i) \operatorname{ctg} \alpha + d_{BH},$$

$$V_{\Gamma} = \frac{\pi}{4} \int_0^{h_{cp}} 2 \left[(h_{cp} - y_i) \operatorname{ctg} \alpha + d_{BH} \right]^2 dy. \quad (1)$$

При отклонении конусно-цилиндрической емкости от вертикальной оси происходит истечение сыпучего материала на поверхность кормушки под углом естественного откоса α . Верхняя кромка цилиндрического выгрузного окна при этом повышается над средней высотой h_{cp} на Δh

$$\Delta h = R_o (1 - \cos \beta) + \frac{d}{2} \sin \beta. \quad (2)$$

Отклонение бункера с выгрузным патрубком на угол β увеличивает зазор между выгрузным окном и плоскостью кормушки и расход сыпучего материала, вытекающего из бункера. При этом выгрузное окно бункера проецируется на горизонтальную плоскость как эллипс с радиусами $r_b = 0,5d_{вн}$ и $r_a = 0,5d_{вн} \cos \beta$ (см. рис.).

Объем материала, поступившего из бункера на плоскость кормушки, определяется суммой объемов высотой h_{cp} и Δh .

Объем материала высотой h_{cp} в горизонтальном сечении представляет эллипс, четверть площади которого определяется интегрированием по углу отклонения t , изменяющегося в пределах $\pi/2 < t < 0$

$$\frac{1}{4} S_{h_i} = \int_{\frac{\pi}{2}}^0 r_{ib}^i \sin t (-r_{ia}^i \cos t) dt. \quad (3)$$

Радиусы r_{ib} и r_{ia} (см. Рис.) зависят от высоты расположения слоя и определяются выражениями

$$r_{bi}^i = r_b + (h_{bi} - h_i) \operatorname{ctg} \alpha, \quad (4)$$

$$r_{ai}^i = r_a + (h_{ai} - h_i) \operatorname{ctg} \alpha. \quad (5)$$

Высота расположения этих точек (радиусов h_{bi} и h_{ai}) определяется из рисунка

$$h_{bi} = h_{cp} + R_o (1 - \cos \beta), \quad (6)$$

$$h_{ai} = h_{cp} + R_o (1 - \cos \beta) + 0,5 d_{вн} (1 - \sin \beta). \quad (7)$$

Тогда четверть площади эллипса $0,25S_{hi}$ будет определяться подстановкой в (3) его составляющих

$$V_{h_{cp}} = \int_{\frac{\pi}{2}}^0 \left\{ r_b \left[h_{cp} + R_o (1 - \cos \beta) - h_i \right] \operatorname{ctg} \alpha \right\} \sin t \left\{ -r_a \left[h_{cp} + R_o (1 - \cos \beta) + 0,5 d_{вн} (1 - \sin \beta) - h_i \right] \operatorname{ctg} \alpha \right\} \cos t dt. \quad (8)$$

Объем материала высотой h_{cp} , поступившего из бункера на плоскость кормушки, определяется интегрированием площади $0,25S_{hi}$ по высоте h , изменяющейся в диапазоне $0 \dots h_{cp}$

$$V_{h_{cp}} = 2 \int_0^{h_{cp}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left\{ r_b [h_{cp} + R_o(1 - \cos \beta) - h_i] \operatorname{ctg} \alpha \right\} \sin t \left\{ -r_a [h_{cp} + R_o(1 - \cos \beta) + 0,5d_{вн}(1 - \sin \beta) - h_i] \operatorname{ctg} \alpha \right\} \cos t dt dh . \quad (9)$$

Объем материала высотой Δh , который в горизонтальном сечении располагается в четырех квадрантах конуса. определяется как сумма объемов, находящихся в 1 и 2 квадрантах (V_{21}) и 3 и 4 квадрантах (V_{22}).

Объем материала определяется интегрированием площади вертикального сечения по углу поворота, первом случае, в диапазоне $0 < \varphi < \pi/2$.

Площадь вертикального сечения определяется как площадь треугольника со сторонами (b_φ – горизонтальная сторона и z_{xi} – вертикальная сторона), зависящими от угла φ расположения вертикального сечения

Вертикальная сторона определяется как сумма величины z_β (высота кромки выгрузного окна в точке b , $z_\beta = R_o(1 - \cos \beta)$) и прироста высоты при повороте вертикального сечения на угол φ

$$z_{x_i} = z_\beta + x_i \operatorname{tg} \beta = z_\beta + r_{вн} \sin \varphi \operatorname{tg} \beta . \quad (10)$$

Горизонтальная сторона зависит от угла естественного откоса материала

$$b_\beta = z_\beta + r_{вн} \sin \varphi \operatorname{tg} \beta \operatorname{ctg} \alpha , \quad (11)$$

тогда объем V_{21} материала определяется по выражению

$$V_{21} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} [R_o(1 - \cos \beta) + r_{вн} \sin \varphi \operatorname{tg} \beta]^2 \operatorname{ctg} \alpha d\varphi . \quad (12)$$

Объем V_{22} материала определяется аналогично в диапазоне отклонения угла φ_m , зависящем от угла β отклонения бункера от вертикальной оси, в диапазоне $0 \dots \arcsin(x_m/r_{вн})$, где x_m – проекция радиуса расположения крайней точки расположения корма в 4 квадранте $x_m = z_\beta/\operatorname{tg} \beta$. Тогда максимальное значение угла φ_m равно

$$\varphi_M = z \arcsin \frac{R_o(1 - \cos \beta)}{r_{вн} \operatorname{tg} \beta} , \quad (13)$$

тогда объем V_{22} материала определяется интегрированием по выражению

$$V_{22} = \int_0^{\arcsin \frac{R_o (1 - \cos \beta)}{r_{\text{вн}} \operatorname{tg} \beta}} \left[R_o (1 - \cos \beta) - r_{\text{вн}} \sin \varphi \operatorname{tg} \beta \right]^2 \operatorname{ctg} \alpha d\varphi . \quad (14)$$

Таким образом, определен объем материала, поступающего из бункера на плоскость кормушки. Однако при возврате бункера в горизонтальное положение происходит срез части материала кромкой выгрузного окна. Форма срезаемой части материала в плоскости оси x представляет сечение в виде сегмента, площадью, определяемой известной формулой

$$S_{\text{сегм}} = R_{ix} \left(\pi \frac{\beta}{360} - \frac{\sin \beta}{2} \right), \quad (15)$$

где R_{ix} – радиус кромки выгрузного окна, изменяющийся по оси x_0 , зависящего от y_0 ($R_{ix} = (R_o^2 + x_{oi}^2)^{0,5}$, где $x_{oi}^2 = (r_{\text{вн}}^2 - y_{oi}^2)$), который изменяется от 0 до $r_{\text{вн}}$.

$$R_{ix} = \left[R_o^2 + \left(r_{\text{вн}}^2 - y_{oi}^2 \right) \right]^{0,5}, \quad (16)$$

тогда объем, снимаемой кромкой выгрузного окна, определяется интегрированием площади сегмента по y_0

$$V_{\text{сегм}} = \frac{1}{2} \int_0^{r_{\text{вн}}} \left[R_o^2 + \left(r_{\text{вн}}^2 - y_{oi}^2 \right) \right]_{ix} \left(\pi \frac{\beta}{180} - \sin \beta \right) dy . \quad (17)$$

Следовательно, объем сыпучего материала при качении бункера в одном направлении определяется как сумма объемов

$$V_n = V_{\text{h}_{\text{cp}}} + V_{21} + V_{22} - V_{\text{сегм}} . \quad (18)$$

Для определения параметров процесса истечения сыпучего материала и параметров конусно – цилиндрического бункера, диаметра выгрузного окна и величины его отклонения проводится моделирование процесса истечения при определенных физико-механических свойствах материала и параметрах кормушки-дозатора.

Выводы. Полученные математические зависимости в совокупности представляют модель формирования порции корма маятниковым кормушкой – дозатором.

Литература

1 Шацкий В.В. Моделирование истечения сыпучего материала в конусно- цилиндрическом бункере методом дискретных элементов /

Шацький В.В., Попазов С.В., Коломиец С.М. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка, вип.120 «Технічні системи і технології тваринництва»// Харків. 2012. С.123-132.

МОДЕЛЮВАННЯ ПОДАЧІ КОРМУ МАЯТНИКОВИМ ГОДІВНИЦЕЮ-ДОЗАТОРОМ

Шацький В.В., Попазов С.В.

Анотація

Представлені математичні залежності, що моделюють формування порції сипкого матеріалу маятниковим годівницею-дозатором.

DESIGN OF SERVE OF FORAGE BY PENDULUM FEEDING TROUGH-METERING DEVICE

V.Shacky, S. Popazov

Summary

Mathematical dependences, designing's forming of portion of friable material by a pendulum a feeding trough metering device, are presented.



УДК 631.363. 636.085

ПОКАЗНИКИ ЯКОСТІ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РОЗДАЧІ КОРМІВ КОРМОРОЗДАВАЧАМИ

Шацький В.В., д.т.н.,

Побігун А.М., к.т.н.,

Коломієць С.М., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-05-70

Анотація – наведені показники якості виконання технологічного процесу роздачі кормів кормороздавачами та методика їх визначення в практичних умовах.

Ключові слова – показник якості, методика, кормороздавач, щільність, вологість, рівномірність змішування, роздача кормів, дозуючий пристрій, технологічний процес.

Постановка проблеми. На даний час якість продукції (послуг, технологій) передбачає орієнтацію на споживача як головного арбітра даної продукції, тому вона має відповідати потребам та очікуванням споживача, бути оціненою ним. З цього випливає, що якість – це відносне поняття, яке великою мірою визначається конкуренцією на ринку. Якість продукції з часом може знижуватися при виведенні конкурентами на ринок альтернативної продукції з кращими характеристиками [1].

Годування тварин кормосумішами, збалансованими за поживністю та енергією – одна з важливих умов підвищення їхньої продуктивності [2]. Сучасні кормороздавачі-змішувачі, головним завданням яких є приготування багатокомпонентних сумішей та дозована роздача їх тваринам, у більшості випадків, не забезпечують необхідну якість змішування та роздавання. На це впливає ряд факторів, зокрема, спосіб змішування, технологічна схема та конструктивні особливості змішувачів і їх режими роботи, фізико-механічні характеристики компонентів суміші, конструктивні особливості дозуючих пристроїв.

Тому, дослідження методики визначення показників якості виконання технологічного процесу роздачі корму кормороздавачами, з метою визначення недоліків їх функціонально-якісного забезпечення для подальшого удосконалення, є актуальними.

Аналіз останніх досліджень. Останнім часом якості змішування компонентів корму присвячено багато досліджень. Питання з методики визначення показників якості виконання технологічного процесу роздачі корму кормороздавачами, особливо жуйним тваринам, на даний час висвітлені недостатньо.

Формулювання цілей статті. Навести методику визначення показників якості виконання технологічного процесу роздавання кормів кормороздавачами в практичних умовах.

Основна частина. При визначенні якісних показників виконання технологічного процесу роздачі кормів в практичних умовах необхідно визначитись з точністю вимірювальних приладів і кількістю необхідних вимірів (дослідів) [3].

Методика визначення продуктивності. Продуктивність процесу (устаткування) визначається у відповідності до вимог ОСТ 70.19.2-83. Проби відбираються в термін, визначений вимогами щодо якості виконання процесу (від 1с і більше) з постійністю інтервалу часу в триразовій повторності. Кожна проба зважується на вагах (з відомою точністю виміру) або визначається її об'єм (також з певною точністю), а далі підраховується її середнє значення і визначається продуктивність за формулою

$$Q = m/t = (V_{\text{п}} \rho)/t_{\text{пр}}, \quad (1)$$

де m , $(V_{\text{п}})$ – середнє значення маси (об'єму) проби, кг (м^3);

$t_{\text{пр}}$ – час подачі проби корму, с;

ρ – щільність корму, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Час подачі проби (порції) корму для мобільного кормороздавача визначається виходячі з швидкості його переміщення при роздаванні корму по фронту годування тварин.

$$t_{\text{пр}} = s/v_{\text{к}},$$

де s – відстань (м), яку проходить кормороздавач з певною швидкістю $v_{\text{к}}$ (м/с).

За відстань, як правило, приймають фронт годування тварин. Для молочного поголів'я ВРХ фронт годування дорівнює 1м.

Задана норма видачі корму тваринам визначається за формулою

$$M_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{к}} f_{\text{к}}}{v_{\text{к}}}, \quad (2)$$

де $Q_{\text{к}}$ – продуктивність видачі корму кормороздавачем, $\text{кг}/\text{с}$;

$f_{\text{к}}$ – фронт годування тварин, м.

Показники функціональної якості виконання процесу роздачі кормів. Складовими якості виконання процесу роздачі кормів є:

- нерівномірність роздачі кормів;

- рівномірність змішування компонентів раціону;

- точність роздачі кормів;
- втрати корму.

Відхилення маси порцій залежить від фракційного складу та різного розташування часток в об'ємі порції (σ_{ml}), геометричних параметрів (σ_{mH}) корму в бункері роздавача, коливань щільності (σ_{mp}) і вологості корму (σ_{mw}), а також конструктивно-технологічних параметрів дозуючого пристрою (σ_{mk}).

Через взаємозалежність перерахованих вище факторів середнє квадратичне відхилення σ_{Σ} порцій виражається залежністю

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{ml}^2 + \sigma_{mp}^2 + \sigma_{mw}^2 + \sigma_{mH}^2 + \sigma_{mk}^2}. \quad (3)$$

Нерівномірність роздачі кормів. Середнє значення вибірки (\bar{x}) визначається за формулою

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i}{n_{1-3}}, \quad (4)$$

де m_i – маса i -ої проби, кг;
 n_{1-3} – три проби з додатку.

Мінімальний об'єм вибірки (числа вимірювань) визначається для малих вибірок ($n < 30$) за формулою

$$n_{\min} = \frac{v_b t^2}{T^2}, \quad (5)$$

де t – коефіцієнт Стюдента, що визначає рівень значущості, обумовлений ступенем свободи $k = n - 1$ і рівнем ймовірності $P = 0,95$;

T – точність вимірювань, проц. ($t < 5\%$);

v_b – коефіцієнт варіації, визначається за формулою

$$v_b = \frac{\sigma_{1-3}}{m_{1-3}} 100\%, \quad (6)$$

де σ_{1-3} – середнє квадратичне відхилення

$$\sigma_{1-3} = \sqrt{\frac{\sum (m_i - m_{1-3})^2}{n_{1-3}}}. \quad (7)$$

Відповідність процесу роздачі корму зоотехнологічним вимогам визначається нерівномірністю розподілу корму по фронту годування тварин (для великої рогатої худоби фронт годування в середньому дорівнює 1 м), яка за оцінкою коефіцієнта варіації не може перевищувати $\pm 10\%$.

Коефіцієнт варіації оцінює 67% сукупності дослідів (вимірювань), що не дає повної характеристики процесу. Тому частіше для

оцінки нерівномірності розподілу використовують показник θ (відносне поле допуску), який може оцінювати до 99,7% сукупності даних вимірювань [3].

$$\theta = \frac{t\sigma}{\bar{m}_n} \cdot 100 \% , \quad (8)$$

де t – рівень значущості, обумовлений ступенем свободи $k = n-1$ і рівнем ймовірності $P=0,95$;

σ – середнє квадратичне відхилення маси порцій;

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (m_i - \bar{m}_n)^2}{n - 1}}, \quad (9)$$

де n – кількість проб ($n=5$);

\bar{m}_n – математичне очікування маси порції.

Рівномірність змішування компонентів раціону. У зв'язку з тим, що споживачем корму є тварини, для яких головним в кормі є суха речовина, то доцільно для оцінки якості роздачі використовувати нерівномірність розподілу сухої речовини (СР). Особливо це відноситься до оцінки розподілу СР компонента корму в кормосуміші при використанні кормороздавачів як змішувачів (при пошаровому розподілу компонентів в бункері) [2].

Рівномірність змішування оцінюється розподілом контрольного компонента, яким може бути суха речовина основного компонента кормосуміші.

Суха речовина компонента раціону визначається як добуток маси компонента в i -ій пробі кормосуміші і концентрації СР цього виду корму

$$СР_{ki} = M_{ki} k_{cpi} , \quad (10)$$

де $СР_{ki}$ – суха речовина компонента раціону, кг;

M_{ki} – маса компонента раціону згідно дослідів, кг;

k_{cpi} – концентрація СР в 1 кг компонента корму раціону, кг/кг.

Рівномірність розподілу СР компонента в раціоні, що отримують тварини

$$\theta_{cm} = 100 - \frac{t\sigma_{cpi}}{СР_{\Pi}} \cdot 100 \% , \quad (11)$$

де σ_{cpi} – середнє квадратичне відхилення сухої речовини компонента корму, кг (аналогічно до формули (9));

$СР_{\Pi}$ – середнє значення сухої речовини порції кормосуміші, кг;

$$\overline{CP}_{\Pi} = \overline{M}_{ki} k_{cpi}, \quad (12)$$

де \overline{M}_{ki} – середнє значення маси компонента корму, кг.

Точність видачі заданої норми корму тваринам. Під точністю видачі заданої норми корму розуміється показник, який відображає кількісну оцінку долі сукупності порцій.

Кількісна оцінка визначається при наявності середнього квадратичного відхилення норми видачі корму по фронту годування тварин.

Відхилення норми видачі корму визначається на різних режимах роботи кормороздавача (наприклад, на мінімальному і максимальному) за допомогою регулювань механізму швидкості повздовжнього транспортера.

Оцінка відхилення проводиться таким чином. Після роздавання корму на кожному з цих режимів визначають фактичну його видачу по фронту годування тварин шляхом послідовного відбору та зважування проб в кількості, яка забезпечує певну достовірність оціночного показника (не менш 10 проб).

Відхилення від заданої норми видачі корму для окремого досліду визначають за формулою

$$W_{vi} = \frac{M_{кн} - M_{кфі}}{M_{кфі}}, \quad (13)$$

де $M_{кн}$ – задана норма видачі корму, кг;

$M_{кфі}$ – фактична видача корму, кг.

Середнє квадратичне відхилення норми видачі

$$\sigma_{\Phi} = \sqrt{\frac{(M_{кфі} - \overline{M}_{кн})^2}{n - 1}}, \quad (14)$$

де n - число вимірювань.

Втрати корму. Загальні втрати корму $K_{втр}$ у відсотках визначають за формулою

$$K_{втр} = M_{втр} / M_k, \quad (15)$$

де $M_{втр}$ – маса втраченого корму ($M_{втр} = 0,3 \dots 0,5$ кг), кг;

M_k – маса розданого корму, кг

Повернені втрати корму за зоотехнічними вимогами не повинні перевищувати 1%. Неповернених втрат корму не повинно бути.

Втрати зважують з точністю до 0,01 кг.

Якість виконання технологічного процесу. Якісне виконання технологічного процесу визначається як своєчасне виконання основної технологічної функції в межах зоотехнологічних вимог для визначеної

продуктивності тварин при мінімальних втратах і мінімальному негативному впливі на навколишнє середовище.

Це покладено в основу показника якості виконання технологічного процесу

$$K_{\text{я}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5, \quad (16)$$

де η_1 – показник своєчасності;

η_2 – показник задоволення технологічних вимог;

η_3 – показник втрат;

η_4 – показник корисності процесу;

η_5 – показник впливу на навколишнє середовище.

Ефективність технологічного процесу роздачі кормів тим вище, чим більше енергії корму перейде в продукцію тварини. У цьому випадку спостерігаються мінімальні його втрати і найменший негативний вплив на навколишнє середовище.

Оціночний показник своєчасності постачання корму (задоволення вимог по діапазону продуктивності роздачі) (η_1) виражається як відношення нормативного часу роздачі корму в приміщенні (0,5год.) до фактичного часу роздавання корму в приміщенні або відношення маси $M_{\text{к}}^{\text{н}}$ розданого корму в приміщенні за нормативний час (0,5год.) до маси корму $M_{\text{кпр}}$, розданого всім тваринам в приміщенні.

$$\eta_1 = \frac{M_{\text{к}}^{\text{н}}}{M_{\text{кпр}}}. \quad (17)$$

Оцінка задоволення зоотехнологічних вимог (η_2) проводиться по відношенню обсягу корму $M_{\text{тр}}$, виданого в межах вимог, до всього обсягу виданого корму $M_{\text{кпр}}$

$$\eta_2 = \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{кпр}}}. \quad (18)$$

Кількість продукту, виданого в межах вимог, визначається формулою

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{кпр}} \frac{1}{\sigma_{\Phi}} \int_{m-t\sigma_{\Phi}}^{m+t\sigma_{\Phi}} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{x-\bar{m}}{\sigma_{\Phi}} \right)^2} dx, \quad (19)$$

де $M_{\text{кпр}}$ – маса розданого корму;

$t\sigma_{\Phi}$ – допустиме відхилення;

m , σ_{Φ} - математичне очікування і середнє квадратичне фактичного відхилення функціонального показника процесу.

Показник η_3 оцінює втрати при роздачі корму і визначається як відношення корму, поданого на годування, до всього корму, що направлено до приміщення

$$\eta_3 = \frac{M_{\text{кпр}} (1 - k_{\text{втр}})}{M_{\text{кпр}}}, \quad (20)$$

де $k_{\text{втр}}$ – показник втрат.

Корисність проведення технологічного процесу є основним критерієм доцільності введення його в технологію виробництва продукції і визначається як відношення додатково отриманої продукції від підвищення якості виконання технологічного процесу роздачі до витрат на його здійснення, виражених у єдиному еквіваленті

$$\eta_4 = \frac{\Delta \Pi_{(\Phi)}^{\tau}}{\Phi}, \quad (21)$$

де $\Delta \Pi_{(\Phi)}^{\tau}$ – додаткова продукція, отримана в результаті підвищення якості виконання технологічного процесу (операції), МДж;

Φ – затрати на здійснення роздачі корму, МДж.

Вплив виконання технологічного процесу на навколишнє середовище оцінюється як відношення різниці витрат на виконання процесу і витрат на усунення збитку від виконання цього процесу до витрат на його виконання.

$$\eta_5 = \frac{\Phi - \Delta \Pi_{RO}}{\Phi}, \quad (22)$$

де $\Delta \Pi_{RO}$ – збиток навколишньому середовищу від виконання процесу (затрати на усунення збитку).

Вираз для розрахунку показника якості виконання технологічного процесу без врахування додатково отриманої продукції та впливу на навколишнє середовище має вид

$$K_{\text{я}} = \frac{M_{\text{к}}^{\text{н}} \cdot M_{\text{тр}} \cdot (1 - k_{\text{втр}})}{M_{\text{кпр}}^2}. \quad (23)$$

Висновки. Науково обґрунтоване методичне забезпечення з питань визначення показників якості роздавання корму дасть змогу поставити вимоги до функціонально-якісного наповнення технічних засобів, зокрема кормороздавачів-змішувачів, з метою подальшого їхнього удосконалення.

Література

- 1 Ганаба М.Д. Якість як основний критерій виробництва конкурентоспроможної продукції / М.Д. Ганаба// Економіка АПК.- 2006.- № 9.- С.108-113.
- 2 Шацкий В.В. Моделирование механизированных процессов приготовления кормов / В.В. Шацкий. – Запорожье: ПЦ «Х-ПРЕСС», 1998. -140 с.
- 3 Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г.В. Веденяпин. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Колос, 1973. - 198 с.

ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА РАЗДАЧИ КОРМОВ КОРМОРАЗДАТЧИКАМИ

Шацкий В.В., Побигун А.М., Коломиец С.М.

Аннотация

Наведены показатели качества выполнения технологического процесса раздачи кормов кормораздатчиками та методика их определения в практических условиях

QUALITY INDICATORS FOR TECHNOLOGICAL PROCESS OF PRODUCING FEED BY CATTLE FEEDERS

V. Shatskiy, A. Pobigun, S. Kolomiyets

Summary

Quality indicators for technological process of producing feed by cattle feeders so as the technique of their definition in the practical purposes are induced in this article.



УДК 651.92:001.817

РОЗРАХУНОК МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ БАГАТОФАКТОРНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ ЗА ДОПОМОГОЮ ППП STATISTICA

Бакарджиєв Р. О., к.т.н.,

Таврійський державний агротехнологічний університет

Комарова І. Б., к.с.–г.н.,

Інститут олійних культур НААН України

Кисельов О. В., к.т.н.

ННЦ «ІМЕСГ» НААН

Тел.: (0619) 42-00-00

Анотація – розглянуто порядок розрахунку математичної моделі багатофакторного експерименту, її статистичний аналіз і оцінювання та одержання парних залежностей досліджуваних факторів, а також побудову поверхонь відклику за допомогою ППП Statistica.

Ключові слова – багатофакторний експеримент, математична модель, статистичний аналіз, парна залежність факторів.

Постановка проблеми. При дослідженні процесів сільськогосподарського виробництва поряд з визначенням впливу організованих (активних) досліджуваних показників, виконуються пасивні експерименти з неорганізованими показниками. Найчастіше це біологічного об'єкту, групувати які за трьома рівнями для виконання повнофакторного експерименту не має змоги.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показує зростаюче використання як у нас, так і за кордоном для статистичної обробки експериментальних даних пакету прикладних програм **Statistica**, який дає змогу обробляти дані активного і пасивного експерименту [1, 2, 3].

Мета дослідження. У даній роботі розглядаються основи розрахунку математичної моделі як активного, так і пасивного багатофакторного експерименту за допомогою ППП **Statistica**, виконання її аналізу і оцінювання, одержання парних залежностей факторів та побудова їх поверхонь відгуку.

Об'єкт дослідження. При демонстрації розрахунку математичної моделі, отриманої реалізацією активного експерименту за допомогою ППП **Statistica** [1], нами використовується дещо змінені результа-

ти експериментальних досліджень залежності щільності брикету ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$) від середньої довжини часток l (мм), вмісту зв'язуючої речовини δ (%) і кута конуса матриці α (град), виконані згідно трирівневої матриці оптимального плану Бокса другого порядку для трьох факторів [2, 3].

Для розрахунку математичної моделі багатофакторного експерименту за допомогою ППП **Statistica** використовується розширена матриця плану експериментів у розкодованому вигляді з середніми даними щільності брикету, розрахованими з урахуванням критерію Кохрена [4] (табл. 1).

Таблиця 1 - Розкодована розширена матриця

	1 Довжина частки l, мм	2 Уміст зв'язуючого δ , %	3 Конусність матриці α , град	4 l x δ	5 l x α	6 δ x α	7 l x l	8 δ x δ	9 α x α	10 Щільність брикету ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$
1	20	0	2	0	40	0	400	0	4	686
2	40	0	2	0	80	0	1600	0	4	602
3	20	9	2	180	40	18	400	81	4	630
4	40	9	2	360	80	18	1600	81	4	551
5	20	0	6	0	120	0	400	0	36	688
6	40	0	6	0	240	0	1600	0	36	607
7	20	9	6	180	120	54	400	81	36	633
8	40	9	6	360	240	54	1600	81	36	557
9	20	4.5	4	90	80	18	400	20.25	16	643
10	40	4.5	4	180	160	18	1600	20.25	16	563
11	30	0	4	0	120	0	900	0	16	622
12	30	9	4	270	120	36	900	81	16	570
13	30	4.5	2	135	60	9	900	20.25	4	601
14	30	4.5	6	135	180	27	900	20.25	36	605

Починаючи з вибору дії над масивом, слід натиснути кнопку **Statistics**, потім **Multiple Regression** і отримати панель **Multiple Linear Reg.** На ній у вкладці **Advanced** натиснувши **Variables** виконується вибір залежних і незалежних змінних до переходу натисненням **OK** на панель **Multiple Regression Results** (рис. 1).

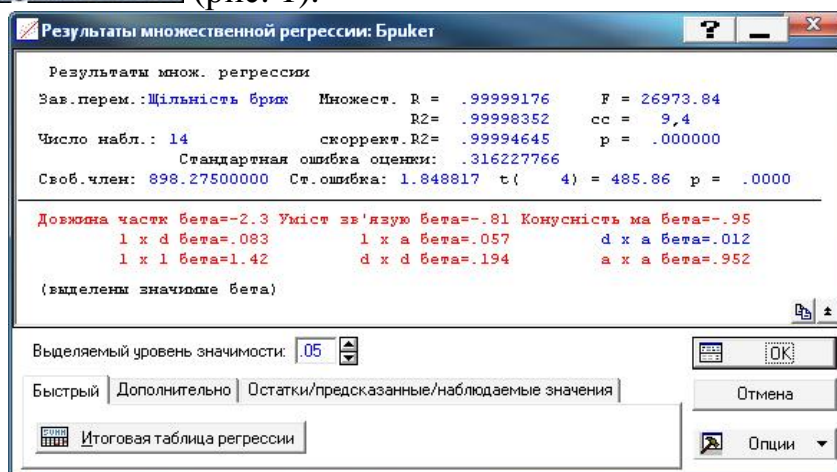


Рис. 1. Панель вибору аналізу показників рівняння регресії.

У вкладці **Quick** або **Advanced** при натисканні **Summary Regression results** (рис. 1) отримуємо табл. 2, де представлено коефіцієнти і характеристика рівняння регресії. При цьому також видається підсумкова статистика рівняння регресії, яка представляє собою верхні частини рис. 1 і табл. 2.

Критерій Фішера $F_{05(9; 4)}=36973.84$ з розрахунковим значенням $p < 0.000001$, тобто він менше 0.05, що свідчить про адекватність моделі на рівні 5 %. Її коефіцієнт детермінації становить $r = 0.99998352$, тобто він більший за 0.75, що свідчить про адекватність моделі.

Таблиця 2 - Сумарна характеристика залежної змінної

		Итоги регрессии для зависимой переменной: Щільність брикета ρ , кг/м ³ (Брукет)					
		R= .99999176 R2= .99998352 Скорректир. R2= .99994645					
		F(9,4)=26974. p<.000000 Станд. ошибка оценки: .31623					
N=14		БЕТА	Стд.Ош. БЕТА	В	Стд.Ош. В	t(4)	p-уров.
Св. член				898.2750	1.848817	485.8647	0.000000
Довжина частки l, мм		-2.28326	0.025145	-11.2500	0.123895	-90.8026	0.000000
Уміст зв'язуючого δ , %		-0.80980	0.011747	-8.8667	0.128620	-68.9367	0.000000
Конусність матриці α , град		-0.95390	0.017982	-23.5000	0.443001	-53.0473	0.000001
l x δ		0.08337	0.007457	0.0278	0.002485	11.1803	0.000364
l x α		0.05655	0.008429	0.0375	0.005590	6.7082	0.002570
δ x α		0.01222	0.005465	0.0278	0.012423	2.2361	0.089009
l x l		1.42123	0.024642	0.1162	0.002016	57.6762	0.000001
δ x δ		0.19432	0.008469	0.2284	0.009953	22.9464	0.000021
α x α		0.95214	0.016508	2.9063	0.050389	57.6762	0.000001

У колонці **В** табл. 2 представлено вільний член і коефіцієнти рівняння регресії — математичної моделі у вигляді функції відклику другого порядку, причому значущі за критерієм Стьюдента складові тут та на рис. 2 позначено червоним кольором

$$\rho_b = 898.2750 - 11.25 \cdot l - 8.8667 \delta - 23.5 \alpha + 0.0278 \cdot l \delta + 0.0375 \cdot l \alpha + 0.0278 \cdot \delta \alpha + 0.1162 \cdot l^2 + 0.2284 \delta^2 + 2.9063 \cdot \alpha^2. \quad (1)$$

Таблиця 3 - Статистичний аналіз Дарбіна–Уотсона

	Дарбіна-Уотсона d (Брукет) и сериальная корреляция остатков	
	Дарбіна-Уотсон d	Сериал. Корр.
Оценка	2.725134	-0.375061

Наявність автокореляції отриманого рівняння перевіряється за допомогою **d**-критерію Дарбіна–Уотсона. Натиснувши **Durbin-Watson statistic** у вкладці **Advanced**, отримуємо результати аналізу регресійних залишків функції відклику за статистикою Дарбіна–Уотсона (табл. 3). У нашому разі $d_\phi = 2.725134$, тоді $d_\phi = 4 - 2.725134 = 1.2749$, для $n=14$ і $m=3$ маємо $d_{105(3; 14)}=0.85$ і $d_{205(3; 14)}=1.75$, тобто $d_{105(3; 14)} < d_\phi < d_{205(3; 14)}$ — таким чином про автокореляції однозначного висновку дійти не можна. Про це свідчить і коефіцієнт серіальної кореляції, величина якого відповідає наявності слабкої кореляції. При побудові двовимірних поверхонь, одержаних за отриманими рів-

нянням регресії треба мати на увазі, що їх аналіз слід виконувати прийнявши у якості вихідних лише передбачувані дані параметрів. Для одержання двовимірних поверхонь, можна застосовувати ППП **Statistica**, а саме **Nonlinear Estimation** модуля **Advanced Linear/Nonlinear Models** меню **Statistics**. Воно виконується у поєднанні з використанням функції відклику, записуваної як **Long name (label or formula with Functions)**], з урахуванням значущості факторів відповідно до двофакторних матриць з фіксацією інших регресорів на прийнятому рівні.

Для цього у ППП **Statistica** створюється файл у дві колонки якого, наприклад, **v1** і **v2** записується повнофакторна матриця двох змінних, які аналізуються (у нашому разі це **I** та **δ**), у **v3** — прийнятий фіксований рівень третього фактора (нами прийнято значення $\alpha=6^\circ$, яке відповідає найбільшій щільності брикету).

Для запису даних к колонку **v4** слід двічі клацнути лівою квішею миші по її імені і у поле **Long name (label or formula with Functions)**] панелі **Variable** і ввести вираз рівняння регресії (1), почавши її зі знака рівності, замінивши **I**, **δ** і α відповідно на **v1**, **v2** і **v3** та вилучивши незначуща складові — фактори, їхні квадрати та поєднання факторів (у нас незначуща складова $+0.0278*v2*v3$)

$$=898.2750-11.25*v1-8.8667*v2-23.5*v3+0.0278*v1*v2+0.0375*v1*v3+0.1162*v1^2+0.2284*v2^2+2.90637*v3^2$$

після чого натиснути **OK**.

Потім у таблиці вибираємо меню **Statistics** (1) (рис. 2), далі модуль **Advanced Linear/Nonlinear Models** (2) і **Nonlinear Estimation** (3). На одній-менній панелі вказуємо **User-specified regression, least squares** (4) і переходимо на панель **User-Specified Regression, Least Squares**. Тут натиснувши **Function to be estimated** (5) переходимо на панель **Estimated function**, де записуємо квадратичне рівняння двовимірної поверхні (6) у вигляді $v4=b0+b1*v1+b2*v2+b12*v1*v2+b11*v1^2+b22*v2^2$.

Тут теж слід наводити лише значимі складові — фактори, їх квадрати та поєднання факторів.

Далі натискаємо **OK** (7) і **OK** (8) і далі **OK** (9) на вкладці **Quick/Быстрый** відкритій панелі **Оценка нелинейной модели НК**. На отриманій після цього панелі **Результаты** натискаємо у вкладці **Quick/Быстрый** клавішу **Подогнанная ЭМ функция и наблюдаемые значения** (10) і отримаємо зображення поверхні, яка представляє собою щільність брикету $\rho_{\alpha\delta}$ при парній взаємодії факторів **I** та **δ** (рис. 3). На ньому також представлено рівняння даної поверхні, яке наведено в (2)

$$\rho_{\alpha\delta} = 861.904 - 11.025\lambda - 8.8667\delta + 0.0278\lambda\delta + 0.1162\lambda^2 + 0.2284\delta^2. \quad (2)$$

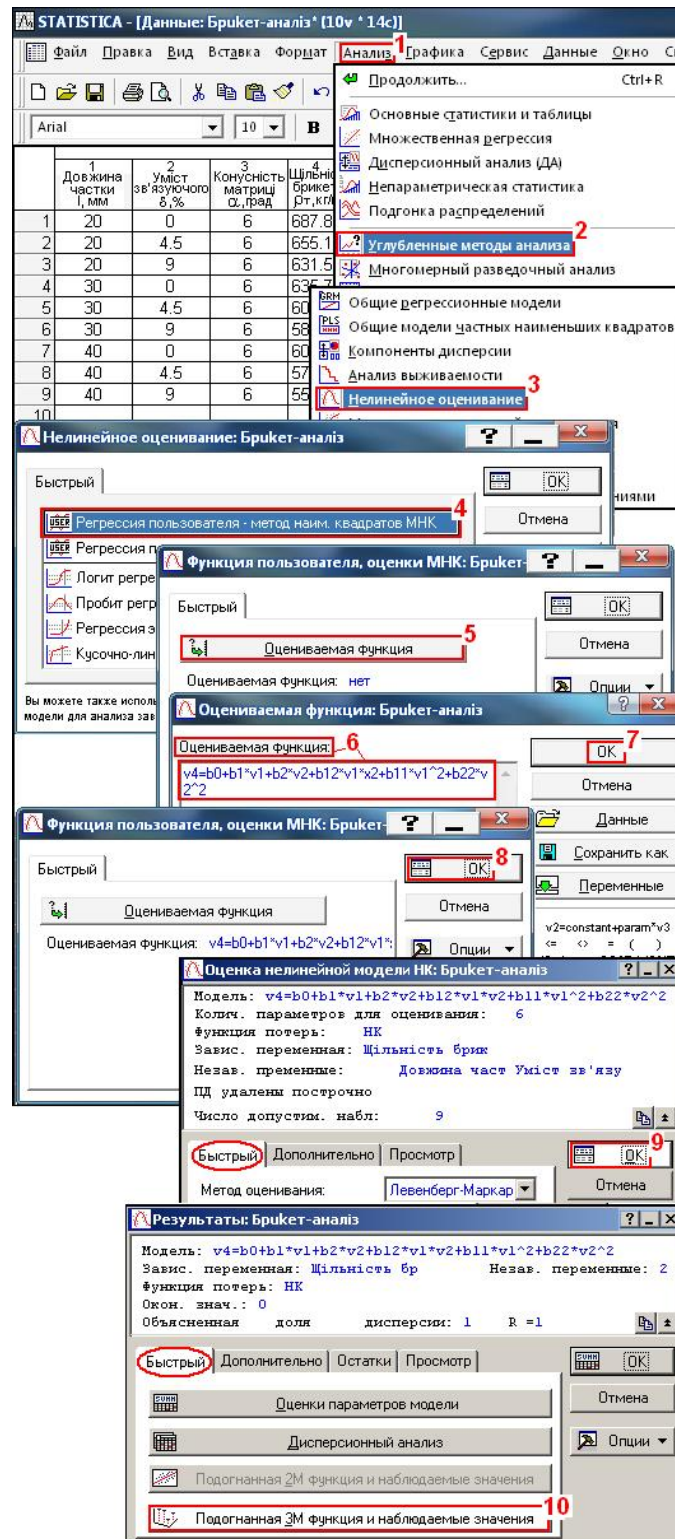


Рис. 2. Побудова двовимірної поверхні парної взаємодії з використанням рівняння регресії.

Отримання функціональних залежностей двовимірних поверхонь, які виражають щільність брикету від парної взаємодії умісту зв'язуючої речовини δ і кута конуса матриці α та середньої довжини часток l і умісту зв'язуючої речовини δ виконуються за умови фіксації

третього фактора (відповідно $\delta = 0^\circ$ і $l = 20$ мм), причому при аналізі парної взаємодії факторів v_2 і v_3 складова $+b_{23} \cdot v_2 \cdot v_3$ повинна бути вилучена.

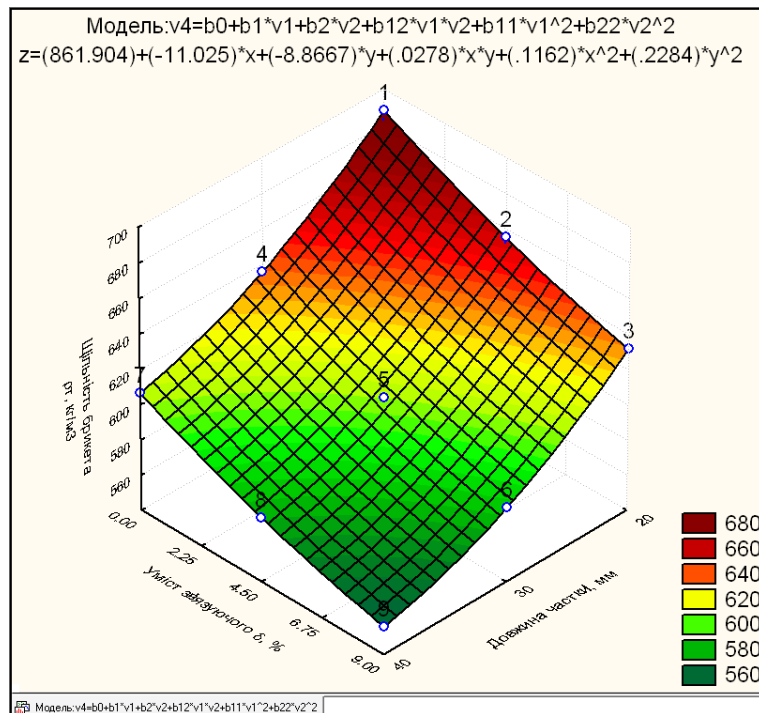


Рис. 3. Парна взаємодія середньої довжини часток l і умісту зв'язуючої речовини δ на щільність брикету при фіксації третього фактора на рівні ($\alpha = 6^\circ$), який відповідає найбільшій щільності.

Висновки. Визначення математичної моделі багатofакторного експерименту за допомогою ППП **Statistica** дає змогу провести її аналіз і оцінювання за критеріями Стюдента, Фішера, d -критерію Дарбіна–Уотсона, коефіцієнтом детермінації. Також, цей пакет прикладних програм має можливість одержати парні залежності факторів відповідно отриманого рівняння регресії і побудувати їхні поверхні відгуку.

Література

- 1 Боровиков В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов. / В.Боровиков. – 2-е изд. (+CD). – СПб.: Питер, 2003. – 688 с.: ил.
- 2 Бакарджиев Р. А. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы пресс–брикетировщика для утилизации растительных материалов: дисс...канд. техн. наук: 05.20.01 / Бакарджиев Роман Александрович / Мелитополь, 1997. - 168 с.
- 3 Кисельов О. В., Антонов Е. Е., Бакарджиев Р. О. Використання пакету програм Statist для аналізу результатів багатofакторного активного експерименту // Механізація, екологізація та конвертація біоси-

ровини у тваринництві: Зб. наук. праць. – Запоріжжя: – ІМТ НААН, 2011. – Вип. 1(7). – С. 243–253.

4. *Кисельов О.В., Комарова І.Б., Бакарджиев Р.О.* Дослідження неорганізованих вибірок даних. Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві // Збірник наукових праць Інституту механізації тваринництва Національної академії аграрних наук України. – Вип. 1(7). – Запоріжжя: ІМТ УААН, 2011. – С.254–259.

РАСЧЕТ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МНОГОФАКТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА С ПОМОЩЬЮ ППП STATISTICA

Бакарджиев Р. А., Комарова И. Б., Киселев А. В.

Аннотация

Рассмотрен порядок расчета математической модели многофакторного эксперимента, ее статистический анализ, оценивание и получение парных зависимостей исследуемых факторов, а также построение поверхностей отклика с помощью ППП Statistica.

CALCULATION OF MATHEMATICAL MODEL MULTIFACTORIAL EXPERIMENT BY MEANS OF STATISTICA

R. Bakardzhiev, I. Komarova, A. Kiselyov.

Summary

The procedure of payments of mathematical model of multifactorial experiment, its statistical analysis, оценивание and reception of pair dependences of investigated factors, and also construction of surfaces of the response by means of Statistica is considered.



ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ ВОЗРОЖДЕНИЯ МАСТЕРСКИХ ПО КАПИТАЛЬНОМУ РЕМОНТУ АГРЕГАТОВ ТРАКТОРОВ

Серый И.С., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-20-74

Аннотация – обоснована необходимость создания на региональном уровне цехов (мастерских) по капитальному ремонту агрегатов тракторов.

Ключевые слова - капитальный ремонт, лицензированные мастерские, гарантийный ресурс

Реформирование сельского хозяйства в Украине привело к полному развалу системы технического обслуживания и ремонта машин в стране.

Ремонтные заводы и специализированные ремонтные мастерские, за редким исключением, перепрофилированы или полностью ликвидированы.

Тракторный парк в сельском хозяйстве за первые 17 лет независимости уменьшился почти вдвое: с 500 тысяч до 300 тыс. (рис. 1).

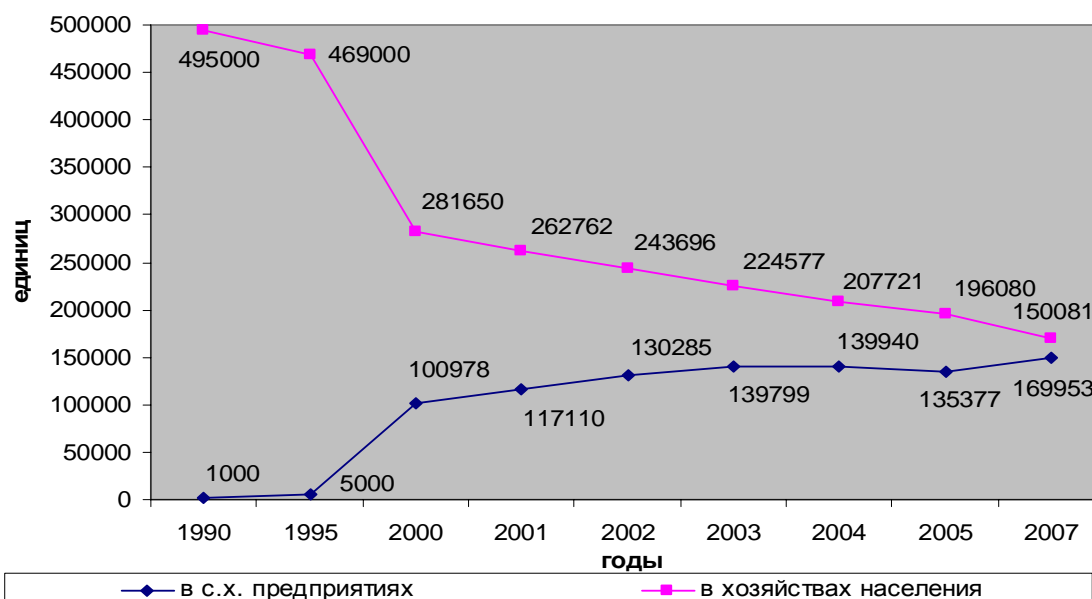


Рис.1. Наличие тракторов в сельском хозяйстве в 1990 – 2007 годах.

Из оставшегося парка более 80% выработали свой амортизационный срок и многие находятся в нерабочем состоянии (рис. 2).

Приобретение новых отечественных и зарубежных тракторов не может возместить потребность ввиду острой нехватки денежных средств у производителей и высокой стоимости новых тракторов.

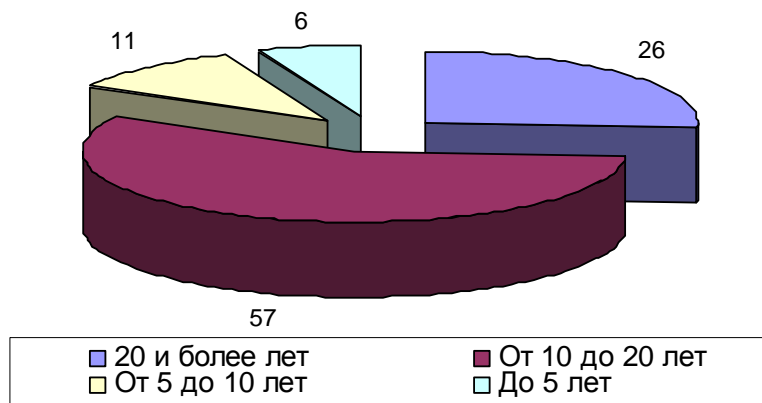


Рис. 2. Возрастной состав тракторов.

По расчетам Министерства аграрной политики и продовольствия в Украине необходимо иметь 400 тыс. тракторов. Для этого необходимо ежегодно приобретать 40 тыс. тракторов. Это составляет по нынешним ценам более 6 млрд. грн ежегодно. Таких денег ни у сельхозпроизводителей, ни у государства нет. Фактически приобретается значительно меньше.

Например, в Мелитопольском районе на 11.01.2011 года из 675 тракторов количество зарубежных тракторов составляло 1,92%, а отечественных тракторов новых модификаций – 3,7%. Чтобы полностью обновить парк тракторов такими темпами понадобится 18...20 лет. Следовательно, все эти годы кормить людей будет старая техника, а чтобы она работала, ее надо ремонтировать.

Состояние ремонтной базы и организация ремонта в настоящее время плачевное.

Ремонт тракторов осуществляется в мастерских хозяйств, где они еще имеются. Планирование работ отсутствует, а ремонт тракторов производится в случае отказов. В лучшем случае агрегат, вышедший из строя, везут в мастерскую, которая лицензии не имеет и качество ремонта не гарантирует. В большинстве случаев разбирают агрегат сами, заменяют вышедшую из строя деталь и снова собирают агрегат. Конечно, ни обкатки, ни испытания агрегата перед постановкой на трактор не производится.

По данным ГОСНИТИ, двигатель, отремонтированный таким способом, приводит к увеличению количества отказов в 2,5 раза и, со-

ответственно, требует дополнительных средств и времени на их устрaнение (рис. 3) [4].

Коробка перемены передач, собранная с заменой всех деталей на новые, но без восстановления корпуса, служит 20-45% времени новой. Таким образом, если сравнить с нормативными затратами, то сельхозпроизводители расходуют в 2-3 раза больше средств на обслуживание и ремонт техники. А это только на содержание тракторов в районе дополнительно, как минимум, 15...20 млн. гривен ежегодно.

Существующий порядок ремонта напоминает «ямочный» ремонт дорог, когда миллионы неизвестно куда закапываются, а дороги остаются разбитыми.

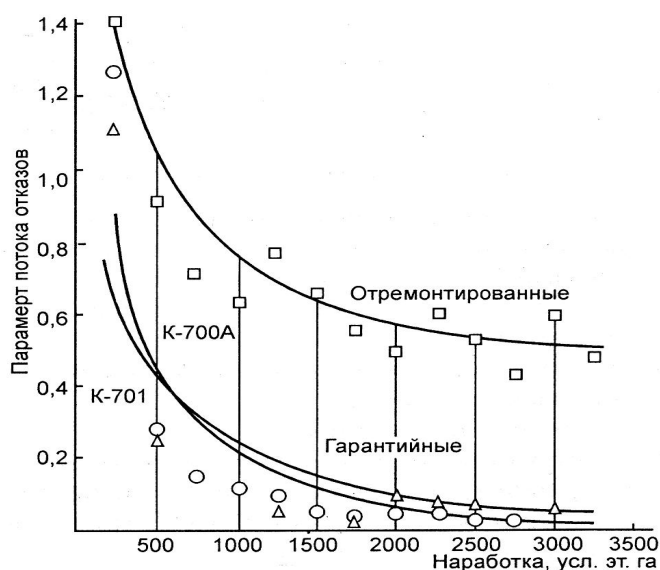


Рис. 3. График параметров потока отказов.

Таким образом, и крупные хозяйства, и фермеры тратят на ремонт техники в 2-3 раза больше, чем, если бы они имели дело с мастерскими, имеющими лицензию и гарантирующими определенный срок службы без отказов, но таких мастерских – единицы.

Разработанная Академией Аграрных наук и Национальным научным центром механизации и электрификации сельского хозяйства «Концепція розвитку технічного сервісу в агропромисловому комплексі України» предусматривает: «Организация техсервиса в АПК должна решаться на региональном уровне» (рис. 4) [1].

В предлагаемых схемах организации техсервиса на областном и районном уровне нигде ни слова не говорится об организации капитального ремонта агрегатов, а обойтись без него невозможно.

В США работает 115 тыс. мастерских (мастерскими считаются предприятия с числом рабочих менее 300 человек), выполняющих техсервис автомобилей и 105 тыс. мастерских по капитальному ре-

монту агрегатов автомобилей и машин в целом, которые дают гарантию на ресурс отремонтированного агрегата или машины.

В России создается сеть специализированных мастерских, осуществляющих капитальный ремонт с гарантированным послеремонтным ресурсом, обязательными операциями являются обкатка и испытание. Такие мастерские имеют лицензию и несут ответственность за качество ремонта [2]. В них организовано восстановление деталей, которые значительно повышают экономический эффект [3].

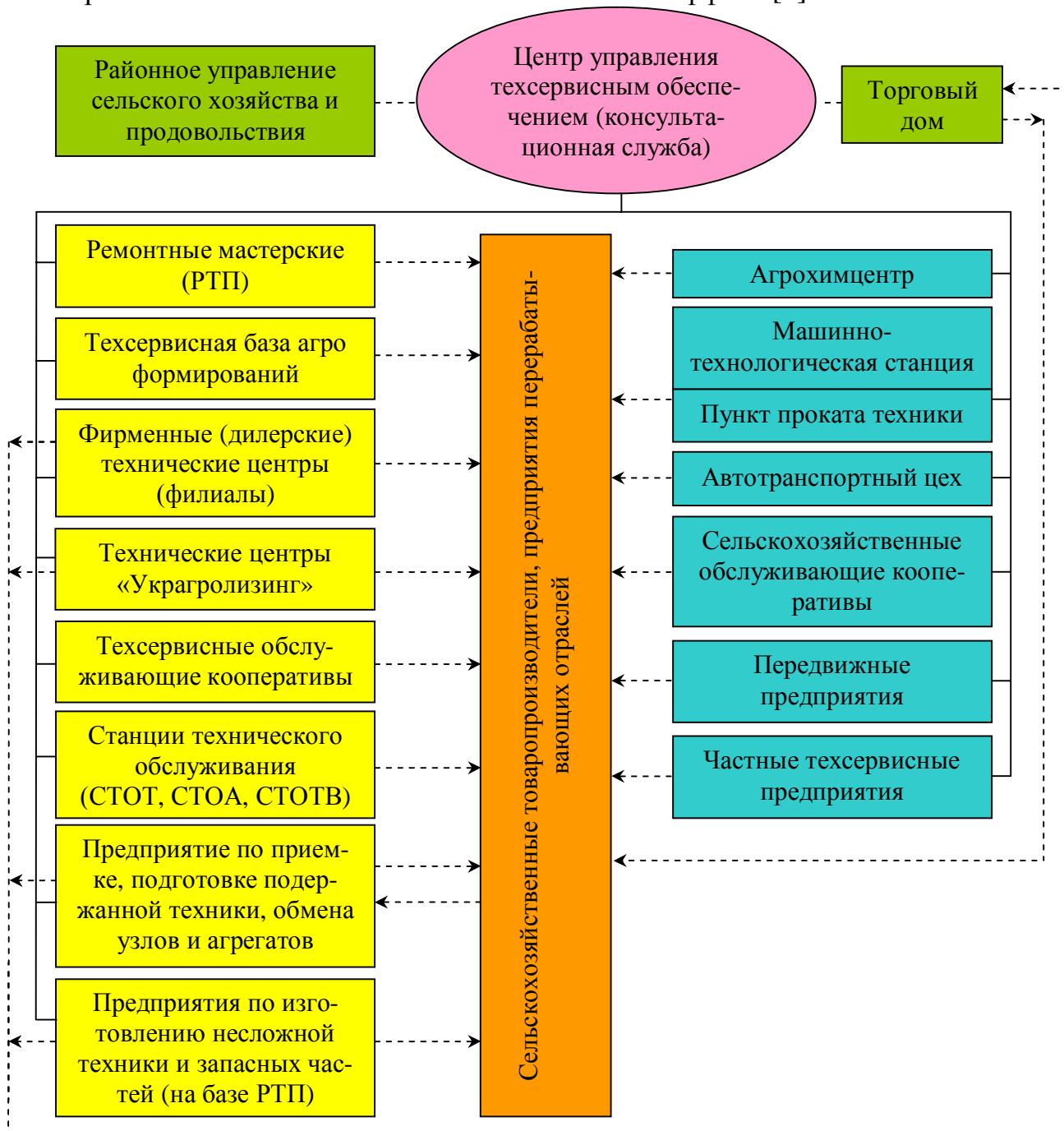


Рис. 4. Организационные аспекты управления организацией техсервиса в АПК.

В создании сети таких специализированных ремонтных мастерских, имеющих лицензии, заинтересованы прежде всего производители сельхозпродукции, владельцы мастерских, так как рынок требует качественных услуг, заинтересована администрация области и района, так как увеличивается количество собираемых налогов.

Существующая в настоящее время организация ремонта сельхозтехники в Украине – это теневая экономика, которая не несет ответственности за плохое качество перед потребителями и государством, так как никаких налогов не платит.

Администрация, управление сельским хозяйством Запорожской области имеют возможность определить необходимое количество мастерских по капитальному ремонту агрегатов тракторов в каждом районе и в области в целом.

Такие мастерские могут быть организованы на базе сохранившихся мастерских хозяйств и ликвидированной «Сельхозтехники».

Для оснащения мастерских необходимым оборудованием требуется помощь в виде кредитов или дотаций, которые являются вложением в инновацию производства.

Подготовку и переподготовку работников мастерских могут проводить непосредственно Таврический агротехнологический университет, а также входящие в его структуру колледжи.

Другого рационального пути обеспечить своевременно выполнение сельскохозяйственных механизированных работ в ближайшие годы нет.

Выводы. Создание лицензированных мастерских по капитальному ремонту агрегатов тракторов может сельхозпроизводителям только Мелитопольского района Запорожской области сэкономить на обслуживании и ремонте сельхозтехники 15-20 млн. грн ежегодно и пополнить бюджет района за счет налогов.

Литература

1. *Гуков Я.С.* Концепція розвитку технічного сервісу в АПК України / *Гуков, М.В. Молодик, А.М. Моргун* [та ін.]. – Глеваха : ННЦ «ІМЕСГ», 2004. – 59 с.
2. *Варнаков В.В.* Технический сервис машин сельскохозяйственного назначения / *В.В. Варнаков, В.В. Стрельцов, В.Н. Попов, В.Ф. Карпенков* / М.: Колос, 2004 – 253 с.
3. Восстановление деталей машин (Состояние и перспективы). – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2010 – 376 с.
4. *Рассказов М.Я.* Опыт ремонта машин в сельском хозяйстве / *М.Я. Рассказов, С.М. Рассказов.* – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2006 – 152 с.

**ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ВІДРОДЖЕННЯ
МАЙСТЕРЕНЬ З КАПІТАЛЬНОГО РЕМОНТУ
АГРЕГАТИВ ТРАКТОРІВ**

Серий І.С.

Анотація

Обґрунтовано необхідність відродження на регіональному рівні майстерень з капітального ремонту агрегатів тракторів.

**GROUND OF NECESSITY OF REVIVAL ON MAJOR REPAIRS
OF AGGREGATES TRACTORS OF MASTERS**

I . Seriy

Summary

The necessity of creation at regional level of on major repairs of aggregates tractors of masters is grounded.



УДК 631.362.3

СИСТЕМНО-ПРОЕКТНИЙ ПІДХІД ДО УПРАВЛІННЯ КОМПЛЕКСОМ МАШИН НА ТОКУ

Котов Б.І., д.т.н,

НУБіП,

Степаненко С.П., к.т.н.,

Швидя В.О., н.с.

ННЦ "ІМЕСГ"

Тел.(044) 527- 82-99

Анотація – в статті обґрунтовано системно-проектний підхід до управління системою машин для післязбиральної обробки зерна, визначені причинно-наслідкові зв'язки між технологічними ланками системи.

Ключові слова – системно-проектний підхід, післязбиральна обробка, система.

Постановка проблеми. Виробництво зерна завжди було і залишається однією із стратегічних галузей агропромислового комплексу України. За останні роки валовий збір зернових щорічно збільшується. Збільшення валового збору зерна вимагає застосування високопродуктивної техніки збирання та для післязбиральної обробки зерна. При запропонованому обсязі збирання зернових до 80 млн. т. [1], інтенсивність надходження зернового збіжжя на зерноочисні пункти України збільшиться у 3-4 рази.

За такої інтенсивності надходження потоку зернових культур сучасні зерноочисні комплекси не завжди вчасно переробляють потрібну масу зернового збіжжя, в результаті чого відбувається залежування зерна в проміжку між суміжними ланками технологічної лінії післязбиральної обробки зерна і збільшення площі буртів на току, які потребують негайної переробки. Під час зберігання неочищеного зерна від легких і соломистих домішок, а також зерна з підвищеною вологістю, через 3-4 дні відбувається явище самозігрівання зерна і збільшення інтенсивності мікробіологічних процесів, що сприяє зниженню посівних і продовольчих якостей зерна. В результаті чого втрачається до 5 % зібраного врожаю.

Такі негативні явища виникають через недостатній рівень планування технологічних систем обслуговування багатоміністерних потоків зернових культур. Підвищення ефективності виробництва та

товарної якості зерна, зменшення його втрат, можна досягти раціональним плануванням багатомономенклатурними потоками, а також наявним технологічним обладнанням для післязбиральної обробки зерна. На сьогодні, дослідження розроблення організаційно-технологічних проектів комплексу машин для післязбиральної обробки зерна майже не проводились, тому досить актуальною задачею є підвищення ефективності роботи наявних комплексів машин для післязбиральної обробки зерна в умовах інтенсивного збирання зернового збіжжя, шляхом організаційно-проектного планування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Багато досліджень було спрямовано на підвищення ефективності роботи окремих машин [2, 3, 4] та рекомендацій стосовно визначення потрібного комплексу машин для післязбиральної обробки зерна.

Вдосконаленням технологічної схеми зерноочисних ліній займалось багато вчених: І.І. Ульрих, В.А. Кубишев, В.Г. Гулаєв, І.А. Тюлькибаєв, О.О. Лопан, Ю.І. Єрмольєв, І.С. Титов, А.І. Зелін.

В даних дослідженнях пропонується спосіб, при якому на початковому етапі виділяється частина зерна високої якості з кондиційними властивостями, потім виділення повноцінного зерна високої якості з між операційним його доведенням.

Аналітичні дослідження: Є.Я. Агафонова, В.Г. Антіпова, І.Є. Кожуховського, В.А. Кубишева, були направлені на вивчення впливу характеристик потоків зернового збіжжя на роботу окремих елементів поточних очисно-сушильно-зберігаючих комплексів.

Зміна вологості, чистоти зернового збіжжя, інтенсивність його надходження в межах сезону носить випадковий (стохастичний) характер, що було доведено наступними вченими з використанням теорії ймовірності: В.А. Кубишевим, В.Д. Шаповаловим, А.Є. Івановим, В.П. Комаровим, А.В. Процеровим. Тим не менш, перші розроблені методики передбачали потребу в обладнанні для післязбиральної обробки зерна і насіння, які припускали постійність характеристик потоків зернового збіжжя: К.О. Агафонов, В.А. Гоберман, Г.І. Синьков, І.Є. Кожуховський.

Вищезгадані дослідження не дають повної інформації розробнику організаційно-технологічного проекту в умовах інтенсивного багатомономенклатурного надходження потоку на очисно-сушильно-зберігаючий пункт, тому актуальною задачею є розроблення системно-проектного підходу до дослідження системи машин для післязбиральної обробки зерна, що дозволяє розглянути систему в цілому і дослідити причинно-наслідкові зв'язки між ланками технологічної системи.

Мета досліджень. Розроблення системно-проектного підходу до дослідження системи машин для післязбиральної обробки зерна та

підвищення ефективності функціонування їх роботи під час збирання врожаю.

Результати досліджень. Системно-проектний підхід до дослідження технологічних систем обслуговування багатомноменклатурних потоків передбачає визначення, порівняння та обґрунтування альтернативних рішень, які дозволяють підвищити ефективність та необхідну продуктивність технологічних систем.

Вхідними факторами, виступають показники, що визначають якість зернового збіжжя, що надходить: $W_{cвх}$ – вологість поступаючого зерна; $\Psi_{cвх}$ – засміченість зерна, що надходить до очисно-сушильно-зберігаючого пункту; $Q_{cвх}$ – інтенсивність надходження зерна. Важливі також характеристики, що визначають структуру багатомноменклатурного потоку: тривалість – Δt_{ex} , номенклатурність – $\eta(t)_{ex}$, обсяг окремих партій – $Q_{n ex}$.

Крім цього важливою початковою умовою є також зміна якісних показників зібраного врожаю у часі (динаміка надходження зерна на тік). Після обробки зернового збіжжя технологічним комплексом машин току, зернова маса отримує властивості, які можна охарактеризувати наступними параметрами: $W_c вих(j)$ – вихідна вологість зерна; $\psi_c вих(j)$ – вихідна засміченість зерна. Важливим вихідним параметром є швидкість обробки зернового збіжжя системою машин току – $Q_c вих(j)$.

Як вже зазначалось вище, вхідні фактори ($W_{cвх}$, $\Psi_{cвх}$, $Q_{cвх}$) не є постійними протягом часу, а змінюються як впродовж доби, так і впродовж збирального періоду.

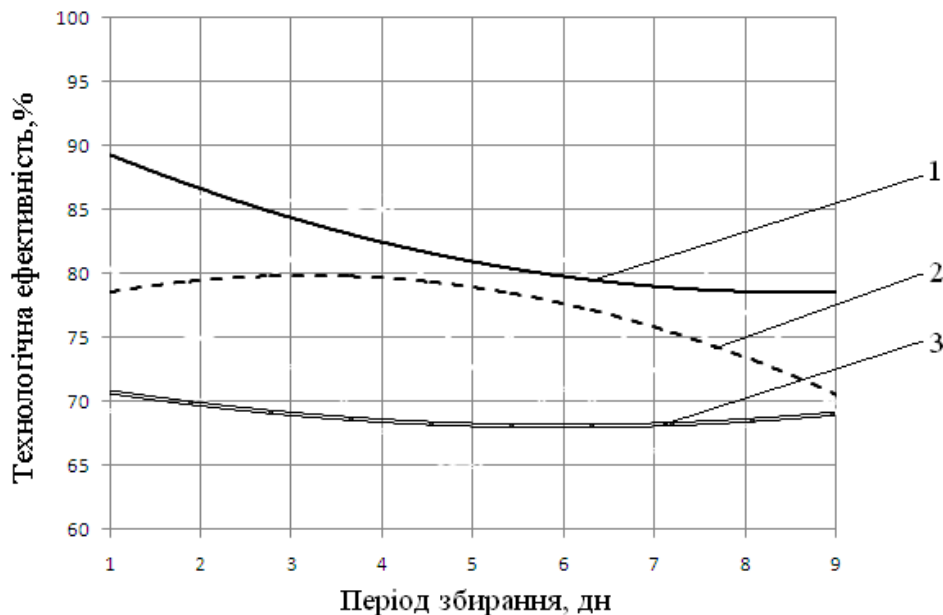
Миттєве добове надходження зернового збіжжя від комбайнів на зерноочисно-сушильно-зберігаючі пункти сільськогосподарських підприємств значно відрізняється від середньодобового і залежить в основному від одночасно працюючих комбайнів і обслуговуючих їх транспортних засобів, урожайності культури, продуктивності комбайнів, відстані між полями та очисно-зберігаючим пунктом, розміром посівної площі культури, що збирається. Середньодобове надходження зернового збіжжя за весь період збирання і середньодобове надходження зерна в найбільш напружений період збирання врожаю значно коливається навіть у господарствах з рівною величиною посівної площі, це пояснюється різним рівнем організації збиральних робіт. Нерівномірність добового надходження зерна характеризується коефіцієнтом добової нерівномірності

$$\delta = \frac{\overline{\Delta Q_{здоб}}}{\Delta Q_{доб}}, \quad (1)$$

де $\overline{\Delta Q_{\text{доб}}}$ - середнє арифметичне трьох максимальних добових надходжень зерна за період збирання;

$\overline{\Delta Q_{\text{доб}}}$ - середньодобове надходження зерна за весь період збирання.

На рис.1 представлено графіки залежності технологічної ефективності в залежності від періоду збирання при різних значеннях коефіцієнту нерівномірності δ господарства ДГ "Оленівське".



1 – при $\delta = 1,58$; 2 – при $\delta = 1,8$; 3 – при $\delta = 2,3$.

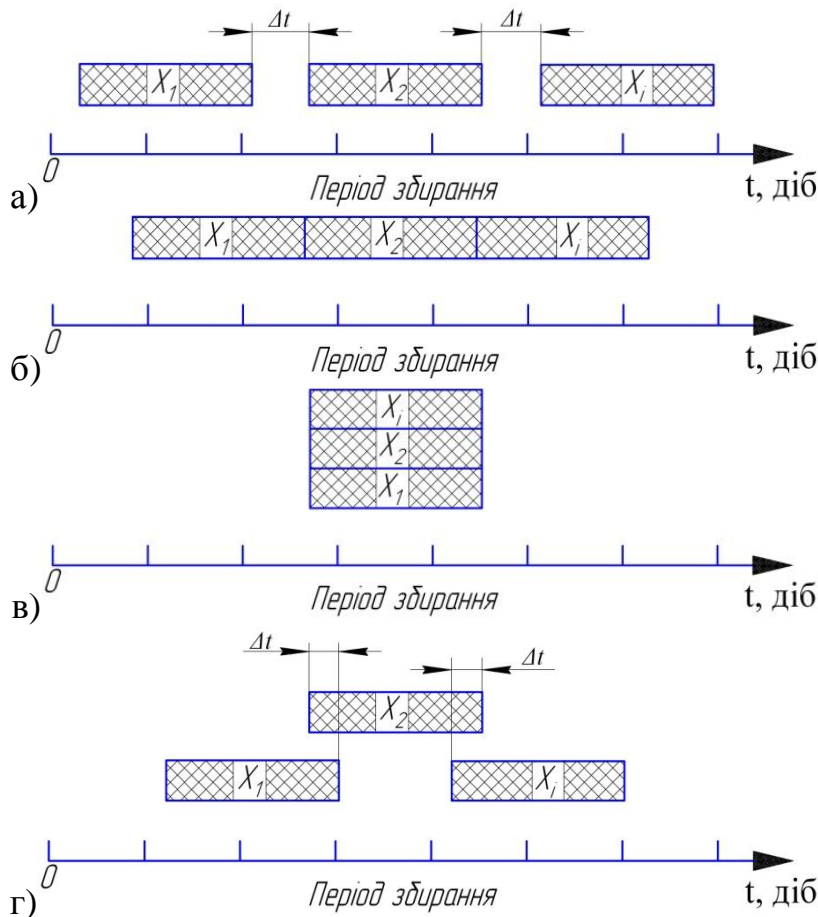
Рис. 1. Залежності технологічної ефективності від періоду збирання при різних значеннях коефіцієнту нерівномірності δ .

Цей коефіцієнт, як правило, знаходиться в межах від 1,5 до 2,2. Він залежить від технічного оснащення господарств, агротехніки вирощування зернових культур (врожайності), використання збиральної техніки і ґрунтово-кліматичних умов господарств. Коефіцієнт добової нерівномірності суттєво впливає на оптимальне завантаження лінії очисно-сушильно-зберігаючого пункту. Від ритмічності і сталості роботи ліній напряму залежить якість обробки і технологічна ефективність. Рис. 1 показує, що зі збільшенням коефіцієнту нерівномірності δ технологічна ефективність системи машин для післязбиральної обробки зерна зменшується. Тому при значенні коефіцієнта добової нерівномірності понад 2,0 використовуються перехідні бункери, або застосовують додаткове технологічне обладнання для очищення зерна.

Склад і характеристики технологічних систем обслуговування багатоміноменклатурних потоків залежать не тільки від обсягів надходження зерна на очисно-сушильно-зберігаючий пункт, а й від кількості культур, що одночасно збираються. Можливе також одночасне зби-

рання різних сортів однієї зернової культури, які відрізняються своїми характеристиками. В цих випадках номенклатурність вхідного зернового потоку $\eta(t)_{вх.} > 1$ [5].

Розглянемо декілька варіантів надходження багатноменклатурного потоку зернових культур (рис. 2).



- а) послідовний з проміжками між періодами збирання різних культур Δt ;
- б) послідовний без проміжків між періодами збирання різних культур;
- в) паралельне збирання різних культур;
- г) послідовний з проміжками Δt паралельного збирання різних культур.

Рис. 2. Схеми надходження різних культур (різних сортів однієї культури) $x_1, x_2 \dots x_i$ протягом роботи очисно-сушильно-зберігаючого пункту.

Найбільш оптимальний з розглянутих способів є спосіб, який вказаний на (рис. 4 а), коли багатноменклатурний потік розкладається на однономенклатурний в певних проміжках часу, причому між періодами збирання існує проміжок Δt . Протягом цього проміжку можливо переналаштувати систему машин очисно-сушильно-зберігаючого

пункту на іншу культуру. На практиці такий випадок спостерігається на початку і вкінці багатоміноменклатурного надходження потоку. Це зумовлено тим, що як на початку, так і наприкінці періоду збирання зернові культури досягають на поодиноких полях, тому в більшості випадків виникає ситуація, коли необхідно паралельно збирати декілька культур. В багатьох випадках спостерігається явище, яке показано на (рис. 4 б) і характеризується тим, що на протязі деякого періоду Δt відбувається паралельне збирання різних культур. Для ефективного функціонування в цей період необхідно дві і більше поточних ліній, або задіяти комплекс самопересувних зерноочисних машин, які знаходяться на току. Найбільш несприятливим режимом є випадок який наведено на (рис. 4 в), в цьому випадку відбувається паралельне збирання декількох культур чи різних сортів однієї культури. Для цього необхідно мати декілька поточних ліній для очищення різних сортів, або групу зерноочисних машин, в залежності від одночасно збираємих культур.

Послідовність збирання різних зернових культур залежить не тільки від термінів їх визрівання, а й від організації збиральних робіт. Наприклад, строки збирання бобових для зони Степу, як правило, складають за різними даними приблизно 3-20 липня, а строки збирання ранніх зернових — 6 липня-3 серпня. В період з 6 липня по 20 липня виникає необхідність в післязбиральній обробці одночасно двох культур. Затримка в післязбиральній обробці в зв'язку з переналаштуванням режимів на іншу культуру викликає втрати врожаю. Тому в таких випадках необхідно функціонування одночасно 2 і більше поточних ліній в залежності від номенклатурності культур $\eta(t)_{\text{ex}}$, або застосовувати перехідні бункери для тимчасового зберігання.

Слід зауважити, що для запобігання накопичення та затримки зернової маси між ланками, потрібно виконувати умову:

$$q_1 < q_2 < q_3 < q_4, \quad (2)$$

де q_1, q_2, q_3, q_4 — фактичні продуктивності приймальної, очисної, сушильної та розвантажувальної ланок технологічної системи обслуговування багатоміноменклатурних потоків зернових культур під час збирання врожаю.

У випадку невиконання умови (2), тобто коли продуктивність попередньої ланки перевищує продуктивність наступної ($q_i > q_{i+1}$), для ефективної роботи потрібно збільшувати продуктивність наступної ланки q_{i+1} шляхом заміни машиною більшої продуктивності або встановлення додаткової кількості машин, можливе також встановлення перехідних бункерів місткістю $Q_{\text{пер}}$

$$Q_{\text{пер}} = (q_i - q_{i+1}) \cdot T_{\text{кр}}, \quad (3)$$

де $T_{кр}$ – період часу, впродовж якого продуктивність попередньої ланки перевищує продуктивність наступної ланки ($q_i > q_{i+1}$), дні.

Втрати пошкодження зерна в процесі виконання післязбиральної обробки зерна можна описати залежністю

$$B_y = \sum_{i=1}^n e_i, \quad (4)$$

де e_i - втрати та пошкодження зерна i -тим елементом технологічної системи при обслуговуванні зернових культур.

Аналіз формули (4) вказує на те, що зниження втрат та пошкодження можна досягти двома шляхами: 1) меншою кількістю впливу технічних засобів в складі технологічної системи, 2) зниження впливу i -того елемента на багатомономенклатурний потік зернових культур.

Для визначення раціонального складу технологічних систем багатомономенклатурних потоків зернових культур користуються оцінкою по мінімальному середньому. Для цього визначають емпіричну дисперсію S_n^2 :

$$S_n^2 = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=1}^N (\bar{\eta}_n)^2 - \frac{1}{N^2} \cdot [\sum_{n=1}^N \bar{\eta}_n]^2, \quad (5)$$

де $\bar{\eta}_n$ - мінімальне значення функціоналу, що залежить від змінюваних параметрів $F(\beta_1, \beta_2 \dots \beta)$ з обмеженнями $G(\beta)$.

Задача оптимізації вирішується в процесі статичних імітаційних моделей перебору і порівняння значень $\bar{\eta}_n$ в області Ω ($\beta \in \Omega$). Область Ω — множина дискретних значень, що визначаються величиною кроків при зміні параметрів і обмежень $G(\beta)$.

Висновки. Системно-проектний підхід до управління системою машин для післязбиральної обробки зерна дозволяє сформулювати інженерну множину задач проектування та ефективного керування технологічною системою току. При цьому, маючи дані про вхідні чинники, кліматичні особливості місцевості, структуру посівних площ, валовий збір — проектувальник може синтезувати необхідну для даних умов схему технологічної системи з раціональними параметрами.

Література

1. Програма "Зерно України – 2015" — К.: ДІА, 2011 г. – 48 с.
2. Власов М.И. Совершенствование технологического процесса очистки семенного зерна на зерноочистительной линии: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Власов Михаил Иванович — Челябинск, 1995 г. – 20 с.

3. *Елькин В.К.* Исследование динамики и организация технологического процесса обработки семян: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Елькин Виталий Кузьмич — Орджоникидзе, 1975 г. — 31 с.
4. *Макарычев Б.А.* Исследование и оптимизация структуры предприятий послеуборочной обработки зерна методом статистического моделирования: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Макарычев Борис Александрович — Москва, 1976 г. — 30 с.
5. *Сидорчук О.В.* Інженерія машинних систем. Монографія. [Текст] / О.В. Сидорчук — К.: ННЦ "ІМЕСГ" УААН, 2007. — 263 с.

СИСТЕМНО-ПРОЕКТНЫЙ ПОДХОД К ИССЛЕДОВАНИЮ СИСТЕМЫ МАШИН ДЛЯ ПОСЛЕУБОРОЧНОЙ ОБРАБОТКИ ЗЕРНА

Котов Б.И., Степаненко С.П., Швидя В.О.

Аннотация

В статье описан системно-проектный подход к исследованию системы машин для послеуборочной обработки зерна и описаны причинно-следственные связи между звеньями системы.

SYSTEM-PROJECT APPROACH TO RESEARCH OF SYSTEM THE MACHINES FOR GRADUATE HARVESTING PROCESSING OF GRAIN

B. Kotov, S. Stepanenko, V. Shvidja

Summary

The system-project approach to research of system the machines for graduate harvestings processing of grain is described and relationships of cause and effect between links of system are described in article.



УДК. 631.354:001.891.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ АГРЕГАТА С ПЕРЕМЕННОЙ МАССОЙ

Леженкин А.Н., д.т.н.,

Григоренко С.М.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-68-74, 42-05-70

Аннотация – в статье рассмотрено движение уборочного агрегата с учетом его переменной массы. Составлено дифференциальное уравнение движения агрегата.

Ключевые слова – прицепной уборочный агрегат, очесывание растений, переменная масса, реактивная сила, дифференциальное уравнение, скорость движения.

Постановка проблемы. На сегодняшний день проблема уборки зерновых стоит наиболее остро. Парк зерноуборочных комбайнов изнашивается физически и морально. Полностью отсутствуют в эксплуатации прицепные комбайны. Выходом из создавшегося положения является создание модульной уборочной техники с рабочими органами очесывающего типа [1].

Анализ последних исследований. Многолетние исследования очесывающих устройств, проведенные в МИМСХ (ТГАТУ), доказали их высокую эффективность и технологическую надежность [2,3,4,5].

На основании анализа результатов [2,3,4,5], а также проведенных исследований физико-механических свойств зерновых [6,7] была разработана технологическая схема прицепного уборочного агрегата с рабочими органами очесывающего типа (рис. 1).

Уборочный агрегат (рис. 1.) включает в себя колесный трактор 1, прицепную уборочную машину с рабочими органами очесывающего типа 2 и прицеп для сбора очесанного вороха 3.

В качестве ограничений принимаем, что агрегат движется по ровному полю, заполнение прицепного средства осуществляется пневмотранспортированием вороха, изменение физико-механических свойств вороха не учитываются, изменение массы вороха и центра массы прицепа изменяется по вертикали.

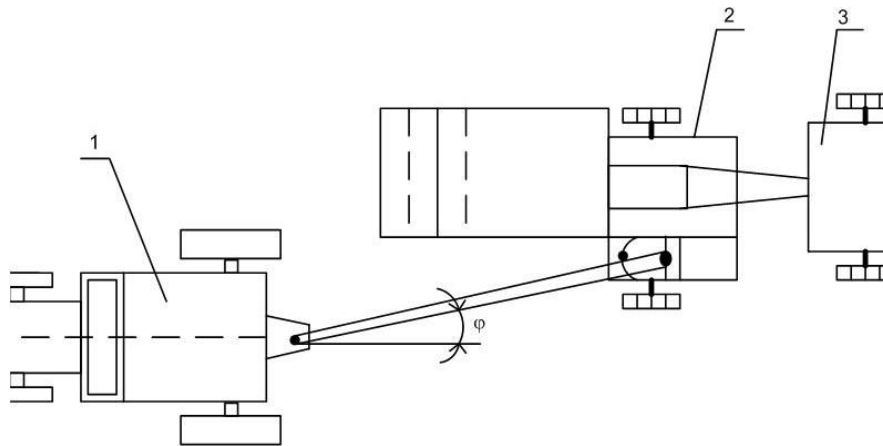


Рис. 1. Технологическая схема прицепного уборочного агрегата:
1 – трактор; 2 – уборочная машина; 3 – прицеп.

В результате заполнения вороха масса прицепа увеличивается, следовательно, прицеп является телом с переменной массой. Поскольку прицеп является частью уборочного агрегата, то и агрегат тоже будет иметь переменную массу.

В этой связи встает проблема обоснования режимов устойчивого движения агрегата с учетом его переменной массы.

Анализ последних публикаций. Исследование динамики движения начал В.П. Горячкин. Предложенная им теория масс и скоростей машин связана с исследованиями динамики и устойчивости их движения [9].

Продолжил исследования в области динамики сельскохозяйственных агрегатов П.М.Василенко [10]. Применительно прицепных сельскохозяйственных агрегатов наиболее полно вопросы динамики и устойчивости их движения приведены в работах [11,12]. Вопросы динамики и устойчивости движения зерноуборочного агрегата приведены в работах [13,14,15].

Определение критической скорости движения прицепного уборочного агрегата рассмотрено в работе [16], однако агрегат рассматривался как трехзвенная система с постоянной массой. Теоретические основы динамики тел переменной массы заложены И.В. Мещерским [17].

Формулирование целей статьи. Рассмотреть движение прицепного уборочного агрегата с учетом переменности его массы и определить его скорость в общем виде.

Основная часть. Как известно, уравнение динамики точки с переменной массой имеет вид [17]

$$m \cdot \frac{d\bar{V}}{dt} = \bar{F} + \bar{\Phi}, \quad (1)$$

где m – масса точки;

V - скорость движения точки;
 F - главный вектор сил приложенных к точке;
 Φ - реактивная сила, которая появляется за счет переменности масс.

Реактивная сила Φ определяется из уравнения [17]

$$\bar{\Phi} = \frac{dm}{dt} \cdot (\bar{u} - \bar{V}), \quad (2)$$

где $\frac{dm}{dt}$ – секундная подача присоединяющихся частиц;
 \bar{u} - скорость движения присоединяющихся частиц.

Уборочный агрегат можно рассматривать как механическую систему с переменной массой. Применим теорему о движении центра масс механической системы с переменной массой [2]

$$m \frac{d\bar{V}_s}{dt} = \bar{F} + \bar{R}_{кор} + \bar{R}' + \bar{\Phi} + m \frac{d\bar{V}_{Som}}{dt} + m \frac{dV_{s\text{кор}}}{dt}, \quad (3)$$

где $\bar{F} = \sum_{k=1}^n F_k$ главный вектор внешних активных сил;

$\bar{R}_{кор} = \sum_{k=1}^n R_k$ - главный вектор кориолисовых сил;

$\bar{R} = \sum_{k=1}^{u-1} R_k$ - главный вектор вариационных сил.

$\bar{\Phi} = \sum_{k=1}^{\text{и}} \bar{\Phi}_k$ - главный вектор реактивных сил, связанных с присоединением частиц;

$\frac{d\bar{V}_{Som}}{dt}$ - относительное ускорения центра масс;

$\frac{d \cdot \bar{V}_{s\text{кор}}}{dt}$ - кориолисово ускорение центра масс.

Главный вектор внешних активных сил равен сумме сил сопротивления перекачиванию, движений силы трактора и силы сопротивления очесыванию растений.

Рассмотрим более подробно эти силы.

На передние колеса трактора действуют силы сопротивления перекачиванию \bar{S}_{A_1} и \bar{S}_{A_2} , их можно заменить главным вектором

сил сопротивления передних колес, который рамен $\bar{S}_A = \bar{S}_{A1} + \bar{S}_{A2}$ (рис.2.)[18]. На задние колеса трактора действуют силы сопротивления перекачиванию задних колес \bar{S}_{B1} и \bar{S}_{B2} . Эти силы заменим главным вектором сил сопротивления перекачиванию задних колес $\bar{S}_B = \bar{S}_{B1} + \bar{S}_{B2}$. Общее сопротивление перекачиванию передних и задних колес трактора будет равно $\bar{S}_T = \bar{S}_A + \bar{S}_B$. Силы сопротивления перекачиванию уборочной машины равны \bar{S}_{L1} и \bar{S}_{L2} , заменим их главным вектором сил сопротивления перекачиванию $\bar{S}_L = \bar{S}_{L1} + \bar{S}_{L2}$ (рис. 2.).

На передние колеса тележки действуют силы сопротивления перекачиванию \bar{S}_{N1} и \bar{S}_{N2} , главный вектор которых $\bar{S}_N = \bar{S}_{N1} + \bar{S}_{N2}$, а на задние колеса - \bar{S}_{K1} и \bar{S}_{K2} , при этом главный вектор сил сопротивления перекачиванию задних колес $\bar{S}_K = \bar{S}_{K1} + \bar{S}_{K2}$.

.Главный вектор сил перемещения прицепа будет равен $\bar{S}_n = \bar{S}_N + \bar{S}_K$.

При очесывании растений возникают силы сопротивления их очесыванию, главный вектор которых будет равен \bar{R}_o (рис. 2).

Для исследования движения уборочного агрегата примем следующие допущения:

- технологический процесс уборочного агрегата осуществляется при прямолинейном движении центра масс трактора;
- возможные изменения положения центра масс не учитываются;
- действием сил инерции при возможном относительном движении очесанного вороха внутри агрегата пренебрегаем;
- силами упругости шин, вызывающими их поперечный сдвиг пренебрегаем.

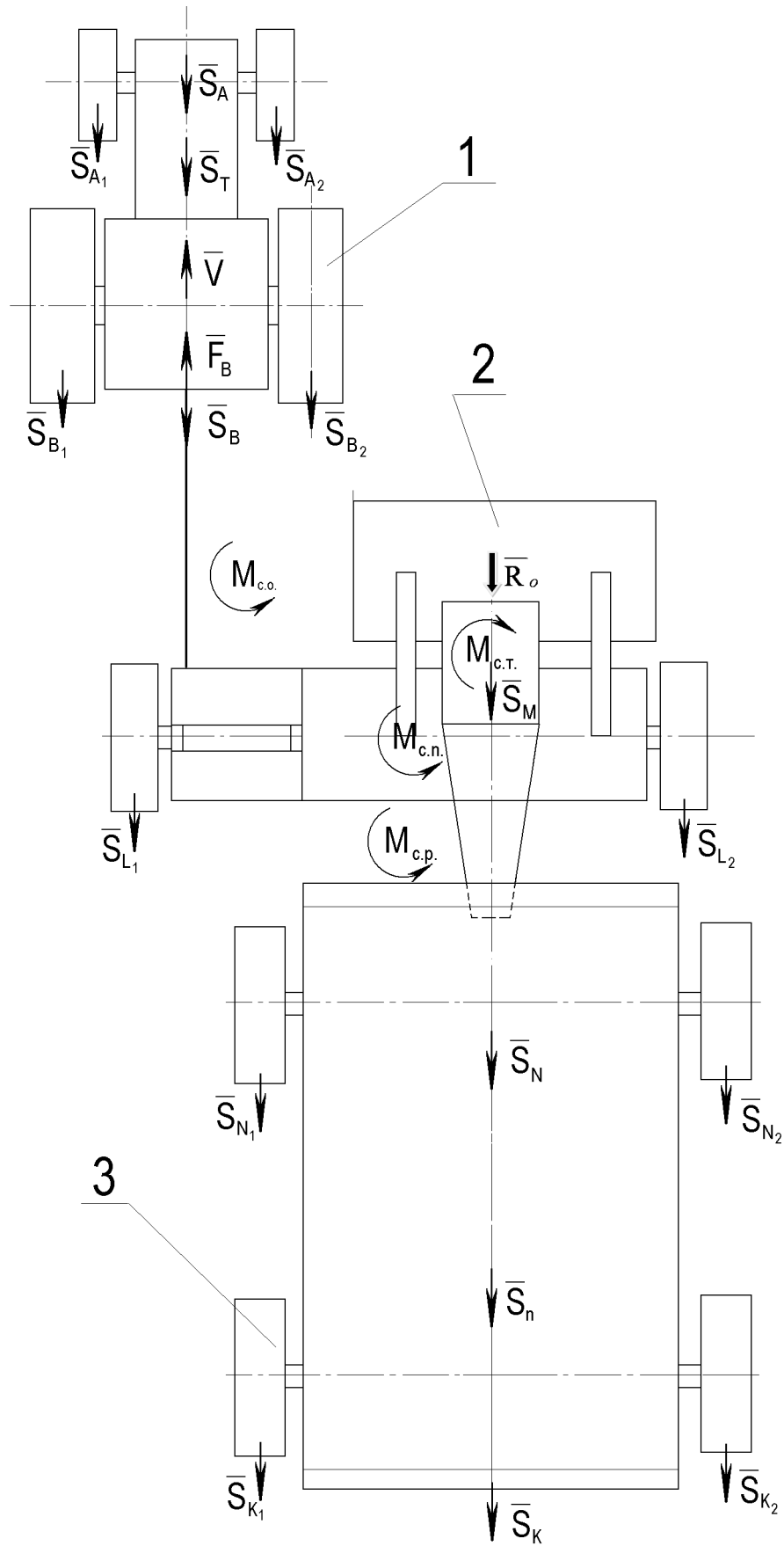


Рис. 2. Схема активных сил, действующих на уборочный агрегат

С учетом сделанных допущений получаем, что кориолисово ускорение центра масс $\frac{d \cdot \bar{V}_{s\text{скоп}}}{dt} = 0$ и относительное ускорение центра масс $\frac{d\bar{V}_{S\text{Som}}}{dt} = 0$, вследствие прямолинейности движения центра масс агрегата. Далее, главный вектор сил инерции относительного нестационарного движения частиц вороха с относительным ускорением \bar{a} , также равняется нулю ввиду сделанного допущения о пренебрежении действием сил инерции, тогда

$$m \frac{d\bar{V}}{dt} = \bar{F} + \frac{dm}{dt} (\bar{u} - \bar{V}), \quad (4)$$

где $\frac{dm}{dt}$ – секундная подача, кг/с,

$$\frac{dm}{dt} = B \cdot \bar{V} \cdot Q \cdot k, \quad (5)$$

k – коэффициент, учитывающий содержание соломы в ворохе;
 Q – урожайность зерна, кг/м².

Подставим (5) в (4), получаем

$$m \frac{dV}{dt} = F + B \cdot V \cdot Q \cdot k u - BQV^2 k. \quad (6)$$

Анализ полученного уравнения дает возможность определить максимально допустимую скорость движения агрегата при изменяющейся массе транспортного средства.

Вывод. В результате получено дифференциальное уравнение движения агрегата с переменной массой, решение которого позволит определить критическую скорость движения уборочного агрегата.

Литература

1. Кушнарев А.С. Энергосберегающая технология зерновых для фермерских и крестьянских хозяйств /А.С.Кушнарев, А.Н.Леженкин/ перспективные технологии уборки зерновых культур, риса и семян трав: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. /ТГАТА – Мелитополь, 2003.- с.17-21.
2. Шабанов П.А. Механико-технологические основы обмолота зерновых культур на корню: дис. д-ра техн. наук /П.А.Шабанов; МИМСХ – Мелитополь, 1988 – 336 с.
3. Гончаров Б.И. Исследование рабочего процесса очесывающего устройства для обмолота риса на корню с целью уменьшения потерь зерна: дис. канд. техн. наук/ Б.И.Гончаров. – М., 1982 – 217 с.

4. *Данченко И.Н.* Обоснование параметров щеточного устройства для очесывания метелок риса на корню: автореферат дис. канд. техн. наук/ И.Н.Данченко. – Челябинск, 1983. – 15 с.
5. *Голубев И.К.* Обоснование основных параметров и режимов работы двухбарабанного устройства для очеса риса на корню: дис. канд. техн. наук/ И.К.Голубев; ВСХИЗО. - М., 1989. – 201 с.
6. *Леженкін О.М.* Дослідження вологості зернових культур в період прибирання / О.М. Леженкін, С.М.Григоренко//Праці/ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип.36. – с.25-28.
7. *Леженкін О.М.* Статистичний аналіз розмірно-масових характеристик зернових культур/ О.М. Леженкін, С.М. Григоренко // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип.26. – с.152-158.
8. *Леженкин А.Н.* Машина с очесывающим устройством/А.Н.Леженкин//Сел. Механизатор. – 2004. - №12 – с.2.
9. *Горячкин В.П.* Теория масс и скоростей сельскохозяйственных машин и орудий /В.П.Горячкин//Собрание сочинений. – т.1. – М:Колос, 1965. – с.431-465.
10. *Василенко П.М.* Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий/П.М.Василенко/ Сборник трудов по земледельческой механике. – М., 1954. – с.73-92.
11. *Гячев Л.В.* Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов/Л.В.Гячев – Ростов-на-Дону: РГУ, 1976. – 192 с.
12. *Гячев Л.В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов/Л.В.Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
13. *Леженкин А.Н.* Устойчивость движения уборочного агрегата//Праці/ТДАТА. – Мелітополь,2007. – Вип.7, т.3 – с.77-85.
14. *Леженкин А.Н.* Динамика счесывающего агрегата при уборке зерновых культур/ А.Н.Леженкин// Механиз. и электриф. сел. хоз-ва. – 2004. - №12. – с.24-25.
15. *Леженкин А.Н.* Дифференциальные уравнения прицепного уборочного агрегата при прямолинейном и равномерном движении центра масс трактора /А.Н. Леженкин // Механизация и электрификация технологических процессов АПК/ Известия междунар. академии аграрного образования. – СПб, 2008. – Вып.6, т.1. – с.76-84.
16. *Леженкин А.Н.* К обоснованию максимальной критической скорости движения прицепного зерноуборочного агрегата очесывающего типа/ А.Н. Леженкин // Механиз. и электриф. сел. хоз-ва. – 2006. - №11. – с.29-32.
17. *Мещерский И.В.* Работы по механике тел переменной массы/ И.В.Мещерский. – М. – Л: изд. Техничко-теоретической литературы, 1949. – 275 с.
18. *Леженкин А.Н.* Методика расчета энергетических показателей уборочного агрегата для фермерских и крестьянских хозяйств/ А.Н.

Леженкин, С.М. Григоренко// Конструювання, виробництво та експлуатація с.-г. машин; Загальнодерж. міжвідомч. науково-техніч. зб. – Кіровоград, 2004. – Вип. 34. – с.167-174.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РУХУ АГРЕГАТУ ЗІ ЗМІННОЮ МАСОЮ

Леженкін О.М., Григоренко С.М.

Анотація

В статті розглянуто рух збирального агрегату с урахуванням його змінної маси. Складено диференційне рівняння руху агрегату та на його розв'язанні отримано аналітичне вираження швидкості.

MODELING OF MOVING IS PROCESS OF ASM WITH VARIABLE MASS

A. Lezhenkin, S. Grigorenko

Summary

Motion of collective asm to the accounts of his variable mass is considered in the article. Worked out a differential equation of motion of asm of and on his decision analytical expression of speed is got.



УДК 631.95.002.8

МЕТАНОВЕ БРОДІННЯ ЯК СПОСІБ УТИЛІЗАЦІЇ ВІДХОДІВ ТВАРИННИЦТВА

Побігун А.М., к.т.н.,

Бойко О.В., к.т.н.,

Халіман І.О., к.б.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-05-70

Анотація – проаналізована роль метанового бродіння відходів тваринницьких ферм з метою захисту навколишнього природного середовища.

Ключові слова – екологія, біореактор, послід, метанове бродіння, сировина, мікроорганізми.

Постановка проблеми. Роль метанового бродіння сільськогосподарських відходів з метою захисту навколишнього середовища від забруднення має велике сучасне значення. Концентрація на обмежених площах великої кількості тварин, використання гідравлічних систем видалення гною призвели до виникнення та накопичення мас рідких відходів. Об'єм стічних вод від одного комплексу в залежності від його виду й потужності може складати від 100 до 1700 тис. м³ на рік [1,4].

Комплекси з вирощування великої рогатої худоби (ВРХ) молочного напрямку на 800-1200 корів за п'ятидобовим біохімічним вживанням кисню еквівалентні місту з населенням 14-20 тис. чоловік, а за виділенням грубодисперсних домішок – з населенням до 80-120 тис. чоловік. Концентрація забруднень у гнійних стоках велика і змінюється у значних межах та залежить від складу посліду, на які, в свою чергу, впливають: вид, рід та вік тварин, спосіб їх утримання та раціон харчування, а також від кількості води, яка використовується на видалення посліду [8].

Гнійні стоки є сприятливою середою для мешкання різних мікроорганізмів, в тому числі і патогенних, а також відрізняються високим змістом яєць гельмінтів. Гнійні стоки промислових комплексів є потенційним джерелом зараження навколишнього середовища. Витривалість хвороботворних мікроорганізмів – збудників різних хвороб, в гнійній масі може складати від 40 до 500 діб [2,3]. Неприємні

запахи поширюються в радіусі 5-17 км і далі. В атмосферному повітрі знаходиться аміак в концентраціях, що перевищують ГДК у 5-6 разів. Мікробне та спільне органічне забруднення у 8-10 разів перевищує фон [5]. Тому проблемним питанням є обґрунтування технологічних прийомів забезпечення екології виробництва тваринницької продукції.

Аналіз останніх досліджень. Існує три основних напрямки обробки і використання гнійних стічних вод: утилізація на земельних полях зрошення, очистка з метою підготовки для скидання у водойми і комплексна переробка з отриманням вторинних кормових та енергетичних ресурсів.

Як найбільш перспективний метод переробки рідкого гною тваринних комплексів в ряді повідомлень рекомендується метанове бродіння, що забезпечує обеззаражування, дегельмінтацію та як альтернативне джерело енергії, необхідної для очисних робіт.

При використанні звичайних відстійників та лагун фільтрат може потрапляти у ґрунтові води, та викликати захворювання людей та тварин. Однією з переваг використання процесу метанового бродіння є те, що він виконує очисну роль та знижує хімічне та бактеріологічне забруднення ґрунту, води, повітря й переробляє органічні відходи на високоякісні органічні добрива. Результатом бродіння відходів є біогаз. Він може бути використаний для потреб підприємств. Біогазова установка займає площу меншу, ніж лагуни для зберігання гною та нейтралізує неприємні запахи [6,7].

Формулювання цілей статті. Обґрунтування можливості використання процесу метанового бродіння сільськогосподарських відходів, зокрема тваринництва, як шлях вирішення екологічних проблем довкілля.

Основна частина. В якості сировини для переробки в анаеробних умовах можуть бути використані різні відходи сільськогосподарського виробництва, які містять органічну речовину. Найбільш придатними у цьому відношенні є гнійні стоки тваринництва. Кількість і властивість посліду залежать від віку, раціону годівлі і способу утримання тварин [1, 7].

При використанні багатокомпонентних кормів кількість посліду збільшується на 30%. Загальний зміст зольності у посліді складає 15-16%. При додаванні до посліду технологічної води у відношенні до їх об'єму 0,2; 0,5; 1,0; 2,0; 5,0 вологість рідкого гною досягає 90; 92; 94; 96; 98 %. Середня вологість посліду: у корів молочних порід – 88%, у биків, молодняка, м'ясного скота і телят – 86%, зольність сухої речовини – 16%. Вологість підстилкового посліду ВРХ в залежності від способу утримання тварин і кількості підстилки, що додається, орієнтовно може складати для корів молочних порід, молодняка і телят:

а) у прив'язаному утриманні – 78, 72, 68%;

- б) при боксовому утриманні – 79, 78, 72%;
- в) у безприв'язному утриманні на глибокій підстилці – 69, 71, 70% [1]. Кількість гнійних стоків, що надходять з доїльних площадок від однієї корови – 20 л., забруднення послідом – 2-3% від середньодобового їх виходу [9].

Добове виділення екскрементів від свиней

Показник	Кнури	Свиноматки	Поросята	Свині від 40-80, кг
Кількість екскрементів, кг/доб	9,2-11,1	8,6-15,3	1,8-2,4	4,5-6,6
Вологість, %	89,4	91,0	86,0	87,5

Добове виділення екскрементів від ВРХ

Екскременти, кг/доб	Бици	Корови	Телята	Молодняк
Гній	30	35	5	10-23
Сеча	10	20	2,5	4-12
Екскременти	40	55	7,5	14-35

Вологість посліду курей та індичок складає 73 – 76%, гусей та вуток – 83 – 85%. При клітковому утриманні усушка посліду курей та молодняка старшого віку у пташниках через 8 годин складає 10%, через 12 год. – 13%, через 24 год. – 27%, усушка посліду молодняка у віці 1-40 діб за 8 год. – 12%, через 12год. – 16%, через 24 год. – 32%. Об'ємна маса посліду – 0,7-0,8 т/м³, зольність – 17,3%, вологість – 55-60%. При утриманні курей на підстилці у пташниках з послідними коробами вологість слід рахувати дорівненою 60% в коробах і 40% – на підстилці. Усушку посліду при напільному утриманні курей слід приймати за 50%, вологість – за 50-60% [9,10,11].

Кількість гнійних стоків тваринницьких ферм залежить також і від підстилкових матеріалів, кількості технологічної води, залишків кормів і сторонніх домішок.

Підстилкові матеріали зменшують липкість гною, він стає більш рихлий, створюються умови для інтенсивного протікання біотермічних процесів. У якості підстилкових матеріалів використовують солому, торф, мох, листя дерев та тирсу.

На сучасних тваринницьких фермах велику кількість води використовують для миття та дезінфекції технологічного обладнання, підлоги. При безпідстилковому утриманні тварин у більшості випадків

використовують гідравлічні системи видалення гною, для забезпечення надійної роботи яких також потрібна вода. Технологічна вода поступає у систему видалення гною та впливає як на кількість, так і на якість відходів [10].

Разом з відходами з тваринницьких приміщень треба також видаляти деяку кількість корму – це малоприсадатні в їжі домішки, а також корма, які були кинуті з годівниць і затоптані тваринами. Доля кормів, які надходять у відходи, як правило, не перевищує 10% від маси посліду. Їх склад впливають на надійність роботи системи видалення навозу.

Фракційний склад твердих часточок різноманітний і залежить від виду та віку тварини, кормового раціону та якості обробки компонентів, вхідних у нього компонентів. Тверді частки у свинячому посліді складають 70-75% від всієї маси сухої речовини, у посліді ВРХ – 60%.

У пташиному посліді у сухій масі посліду міститься 9-10% сирової клітковини та 30-40% без азотних екстрактних речовин, у тому числі 2% крохмалю. Властивості сечі визначаються високим вмістом у ній сечовини [11].

Фізико-механічні властивості посліду залежать від раціону, віку тварин та інших факторів, однак головним фактором є вологість посліду. Технологічна вода, яка поступає до системи, розріджує екскременти. Зі збільшенням вологості різко знижується в'язкість рідкого посліду і крайня напруга здвигу. Матеріал стає більш рухливим, інтенсивніше розтікається

Органічні відходи, придатні для метанового бродіння, різноманітні. Деякі автори пропонують наступну формулу для визначення бродіння (а)

$$a = 0,92ж + 0,62у + 0,34б, \quad (1)$$

де ж, у, б – вміст жирів, вуглеводів та білків на 1 г сухої органічної речовини. Коефіцієнти у формулі значать удільний вихід газу (л/г) завантажених у біореактор жирів, білків та вуглеводів [8].

Від пропорцій вуглеводів, жирів та білків у відходах залежить вихід біогазу. Вуглеводи звичайно знаходяться у формі полісахаридів та повинні розпадатися на дисахариди та моносахариди. Для цього потрібна більш тривала ферментація. Помітно знижує газовиділення присутність лігніну, так як він у процесі метанового бродіння практично не розкладається [6]. Вміст клітковини впливає на продукцію біогазу. Чим більш клітковини у відходах, тим повільніше виділяється біогаз.

При метановому бродінні одним з найбільш важливих факторів є співвідношення С: N у асимелюємій частині субстрату.

Якщо співвідношення С: N у посліді велике, то нестача азоту буде служити фактором, який обмежує процес метанового бродіння. Якщо вказане співвідношення мале, то виникає велика кількість аміаку, що він стає токсичним для бактерій. Звичайно у дослідах, як критерій оптимальності співвідношення С: N прийнята продукція біогазу. У процесі метанового бродіння співвідношення С: N постійно змінюється, оскільки вуглевод виділяється з біогазом постійно, а азот зберігається у біореакторі і виходить тільки при вивантажуванні шламу [12].

Органічні відходи, вихідна сировина для метанового бродіння мають різне співвідношення С: N і відрізняються великим різноманіттям. Нерідко вони бувають неоптимальними для процесу.

Ступінь розпаду органічної речовини сільськогосподарських відходів у більшій мірі залежить від складу сировини, від того, скільки у ній біонерозкладної фракції. Так, наприклад, біорозкладання свинячого гною може досягати 90%, пташиного посліду – до 87%, ВРХ – 60-70% [8,11]. На практиці отримання такого високого ступеню розпаду недоцільно. Ступінь розпаду для різних сільськогосподарських відходів змінюється в залежності від складу сировини, температури процесу, оптимальності протікання процесу, наявності інгібіторів і каталізаторів.

Шлам, який переробився, після процесу метанового бродіння сільськогосподарських відходів містить значну кількість споживних речовин і може бути використаний у якості добрив або кормових добавок.

Склад шламу, який перебродив залежить від хімічного складу вихідної сировини, завантаженого у біореактор. В умовах, сприятливих для метанового бродіння, звичайно розкладається біля 70% органічної речовини і 30% міститься у залишку. Ця органічна частина зброженого залишку включає речовини трьох видів: речовини, які містяться у вихідних відходах і які захищені від бактеріального розкладу лігніном і кутином; нові бактеріальні клітини і невелика кількість летких жирних кислот.

Доцільність метанового бродіння полягає у збереженні в органічній або амонійній формі практично всього азоту, який міститься у вихідній сировині. Це дає можливість застосовувати шлам, що перебродив, як добриво. Гумусні матеріали, які утворюються, покращують фізичні властивості ґрунту. Покращується аерація, підвищується водоутримувальна і інфільтраційна здатність ґрунту, а також швидкість катіонного обміну. Залишки слугують джерелом енергії і поживних речовин для діяльності бактерій, що сприяє підвищенню розчинності важливих хімічних поживних речовин, які містяться у ґрунті [2].

Шлам, що містить цінні поживні речовини, переробляють на кормові добавки та використовують при відкормі ВРХ, птахів, овець. Осад, який перебродив використовують для вирощування водоростей. У мікробіологічній біомасі перебродженого гною містяться всі незамінні амінокислоти. Переброджений гній містить також і багато вітамінів групи В. Це обумовлює можливість його застосування для отримання білково-вітамінних харчових добавок [1,2].

Висновки. Біогазові установки виконують роль „очисної споруди”, що знижує хімічне та бактеріологічне забруднення навколишнього середовища та дозволяють переробити органічні відходи на високоякісні, екологічно чисті біодобрива.

Література

1. Баркер Н. А. Біологічне метанове ферментування // Бактеріальне ферментування. – У., 1994. – с. 1-80.
2. Васильєв В.А., Швецов М.М. Застосування безпідстилочного гною для добрив. – М., 1989. – 175с.
3. Гриднєв П.І. Утилізація посліду тварин з попередньою переробкою їх у анаеробних умовах. – К., 1994. – с.35-50.
4. Гелетуха Г., Впровадження біогазових установок у сільському господарстві України //Пропозиція – 2000. – с. 26-27.
5. Григанський Н.П. Біологія метаноутворюючих бактерій – 1985. – М., с.45-50.
6. Латола П. Механізми утворення біогазу – М., - 1992. – с. 55.
7. Лук'яненко І.І. Підготовка гнійних стоків до обробки у метантенках // Вивчення, проектування і спорудження систем споруд метанового бродіння гною. – М., 1982. – с. 33-34.
8. Марауска М.К. Мікрофлора відходів свиного комплексу і його зміни при термофільній і мезофільній анаеробній ферментації. – М., 1984. – с. 36-38.
9. Методичні рекомендації по обґрунтуванню систем прибирання і переробки гною крупної рогатої худоби. – М., 1989. – с. 35.
10. Норми технологічного проектування систем видалення, обробки, знезараження, зберігання, підготовки і використання гною і посліду. ОНТП 17-20. – М., 1981. – с. 23-25.
11. Паніхава Є.С. Біогазова технологія утилізації відходів сільськогосподарського виробництва // Досягнення науки і техніки АПК. – 1990. – с. 14-18
12. Фокіна В.Д. Переробка гною у біогаз./В.Д. Фокіна. – М., 1993. – с. 49

**МЕТАНОВОЕ БРОЖЕНИЕ КАК СПОСОБ УТИЛИЗАЦИИ
ОТХОДОВ ЖИВОТНОВОДСТВА**

Побигун А.М., Бойко О.В., Халиман И.О.

Аннотация

Проанализирована роль метанового брожения отходов животноводческих ферм с целью защиты окружающей среды.

**METHANE FERMENTATION AS A WAY OF ANIMAL
WASTE DISPOSAL**

A. Pobigun, O.Boiko, I.Haliman

Summary

The role of methane fermentation of waste from livestock farms to protect the environment is analyzed in this article.



УДК 631.55:531

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ОЧЁСАННОГО ВОРОХА ЗЕРНОВЫХ

Леженкин И.А., асп*

Таврический государственный агротехнологический университет.

Тел. (0619) 42-05-70.

Аннотация – в статье приводится методика определения статического коэффициента трения виброожиженного слоя очёсанного вороха зерновых с использованием теории планирования эксперимента.

Ключевые слова – статический коэффициент трения, очёсанный ворох, вибрлоток, виброожижение, вертикальные колебания, уравнение регрессии.

Постановка проблемы. Как известно [1, 2, 3] очёсанный ворох зерновых содержит 50...80% свободного зерна, 10...40% грубых солоmistых примесей и 10...20% необмолоченных колосков (метёлок).

Наиболее эффективно [4] для сепарации очёсанного вороха использовать цилиндрическое решето с наружной рабочей поверхностью. Однако наличие значительного количества грубых солоmistых примесей и необмолоченных колосьев (метёлок) приводит к нарушению рабочего процесса решета, снижению его производительности и технологической надёжности. Поэтому, с целью интенсификации процесса выделения цилиндрическим решетом свободного зерна из очёсанного вороха зерновых предлагается проводить предварительную его подготовку на вибрлотке. Для определения конструктивных параметров вибрлотка, а в частности угла его наклона, необходимо определить статический коэффициент трения.

Анализ последних публикаций. Методика определения статического коэффициента трения приведена в [5, 6]. Однако в них рассматривается случай, когда лоток находится в состоянии покоя. Случай горизонтальных колебаний виброожиженного слоя при его движения по плоскому решету рассмотрен в работе [7], но эта работа посвящена выводу формул для расчёта распределения скорости по толщине слоя зерна, а определение коэффициента трения там не рассматривается.

* Научный руководитель - д.т.н. В.В. Шацкий

Формулирование целей статьи. Целью данной работы является формирование методики экспериментального определения статического коэффициента трения виброожиженного очесанного вороха зерновых.

Основная часть. Экспериментальная установка для проведения исследований (рис. 1) состоит из следующих основных частей:

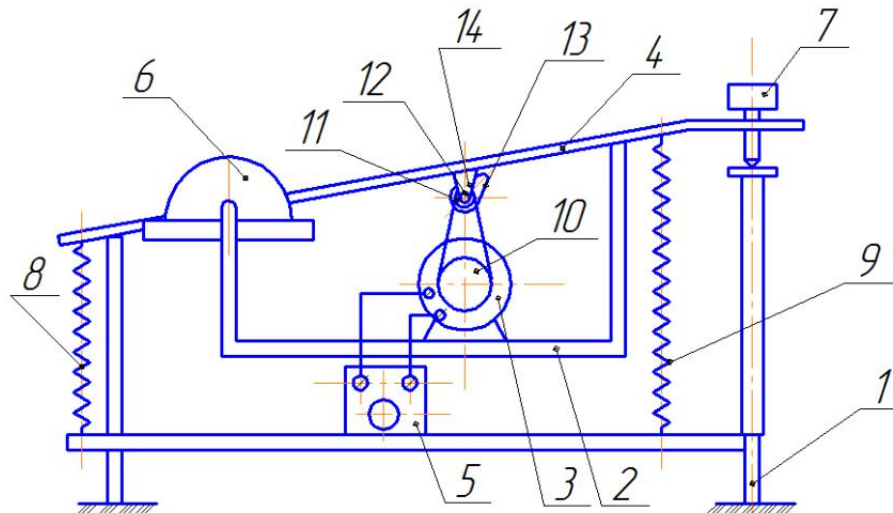


Рис.1. Схема экспериментальной установки.

Неподвижной рамы 1, подвижной рамы 2, электродвигателя постоянного тока 3, наклонной поверхности 4, регулятора тока 5, транспортера 6, регулировочного винта 7, передних 8 и задних 9 пружин, ведущего 10 и ведомого 11 шкивов, вала эксцентрика 12, подшипниковой опоры вала эксцентрика 13, эксцентрика 14.

Лабораторная установка работает следующим образом. При включении электродвигателя вращение через ременную передачу передается на вал эксцентрика. Эксцентрик, вращаясь, выводит из состояния покоя наклонную поверхность, к которой прикреплены пружины 8 и 9, которые приводят её к колебательному движению. Изменение угла наклона поверхности 4 достигается регулировочным винтом 7. Для измерения угла наклона поверхности 4 установлен транспортер 6. Регулировка частоты вращения вала электродвигателя осуществляется с помощью регулятора тока 5.

Для регистрации колебаний наклонной поверхности используется записывающее устройство (рис. 2) [8], которое состоит из электрической цепи 1, катушки высокого напряжения 2, лентопротяжного механизма 3, с приводом. В свою очередь привод лентопротяжного механизма включает в себя электромотор 4, муфту и регулятор 5. При этом катушка высокого напряжения включается параллельно.

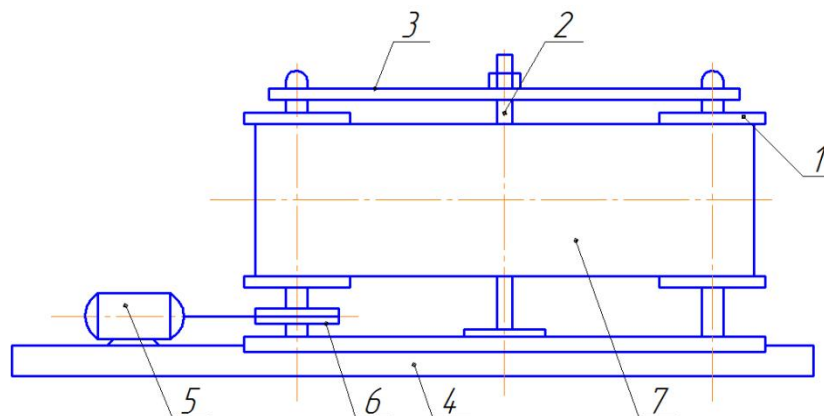


Рис. 2. Схема записывающего устройства.

Лентопротяжный механизм состоит из следующих частей (рис. 3.) [8]: двух барабанов 1, напессованных на оси, которые скрепляются планками 3. Планки крепятся на панели 4 опорной стойкой 2. Ведущий барабан соединён червячной парой 6 с валом электромотора постоянного тока 5.

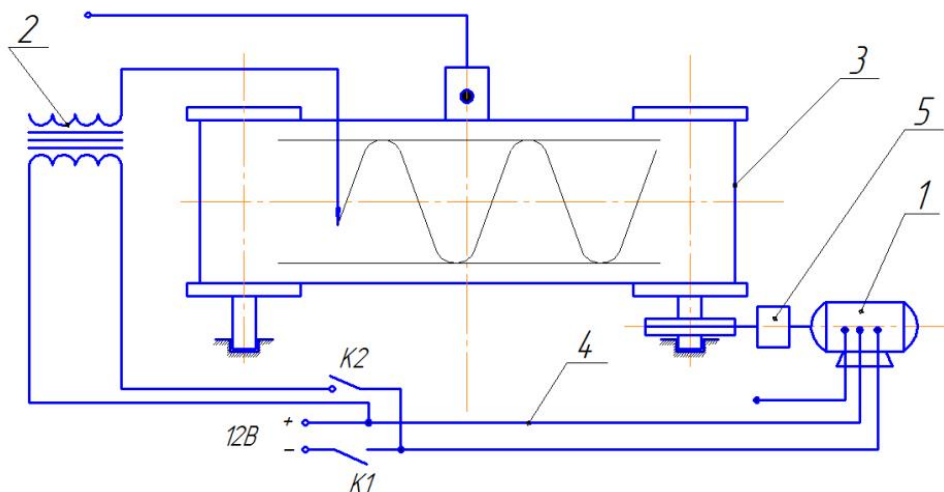


Рис. 3. Схема лентопротяжного механизма.

Для записи колебаний наклонной поверхности с очёсанным ворсом на бумажной ленте используется держатель, к которому подводится один из выводов высоковольтной катушки. Другой вывод обмотки присоединён к металлическому экрану, который расположен между барабанами лентопротяжного механизма. При замыкании электрической цепи катушки в зазоре между штифтом и металлическим экраном возникают искровые разряды, которые и оставляют след на бумажной ленте. Запись колебаний производится на бумажной ленте шириной 70 мм. Лента наматывается на ведомый барабан, конец ленты приклеивается к ведущему барабану. При перемещении ленты вдоль экрана на ней остаются следы от электрических разрядов. Ско-

рость движения ленты определяют путём измерения времени прохождения участка ленты и длины участка.

Наклонная поверхность 4 (рис. 1) совершает вынужденные колебания. На неё действуют восстанавливающая сила $F = c \cdot x$, сила сопротивления $R = \mu \cdot V$ и возмущающая сила $Q = Q_0 \cdot \sin(\omega t)$.

Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний имеет вид [6]

$$\ddot{x} + 2b\dot{x} + k^2x = P_0 \sin(\omega t), \quad (1)$$

где $k^2 = \frac{c}{m}$; $2b = \frac{\mu}{m}$; $P_0 = \frac{Q_0}{m}$.

Общее решение дифференциального уравнения (1) можно представить в виде [6]

$$x = a e^{-bt} [\sin(k_1 t + \alpha)] + A \sin(\omega t + \beta), \quad (2)$$

где a – постоянный множитель амплитуды;

b – коэффициент затухания;

k_1 – частота затухающих колебаний;

α – начальная фаза колебаний.

Проанализируем физический смысл уравнения (2). Уравнение (2) состоит из двух слагаемых, первое из которых выражает затухающие колебания, а второе – вынужденные. Затухающие колебания достаточно быстро затухают, а вынужденные продолжают в течении всего действия возмущающей силы. Исходя из этого, установившиеся вынужденные колебания можно описать уравнением вида [6]

$$x = A \sin(\omega t + \beta), \quad (3)$$

где A – амплитуда вынужденных колебаний;

β – сдвиг фаз;

ω – частота вынужденных колебаний.

Частота вынужденных колебаний равна частоте возмущающей силы, в нашем случае это частота вращения эксцентрика.

График установившихся вынужденных колебаний имеет вид (рис. 4).

Для определения статического коэффициента трения виброоживленного слоя очёсанного вороха зерновых используем методику математического планирования эксперимента. Наиболее приемлемым для поставленной цели является некомпозиционный ротатабельный трёхуровневый план Бокса-Бенкина [9, 10]. Отличительной особенностью этих планов является то, что во всех строках плана некоторые факторы находятся на нулевых уровнях [11].

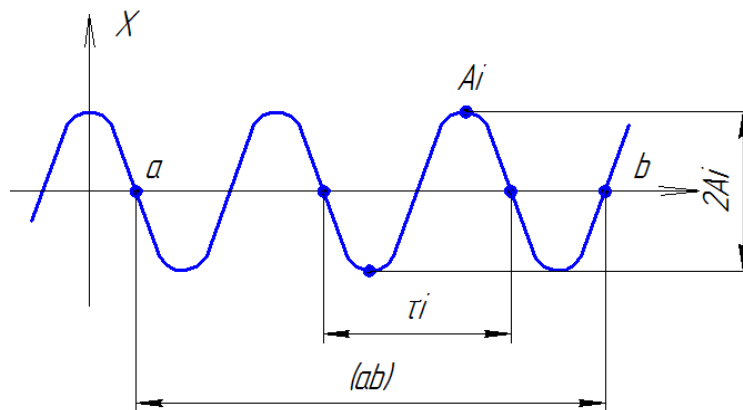


Рис. 4. График вынужденных колебаний.

Математическая модель в общем виде может быть представлена уравнением регрессии [9].

$$y = b_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i x_i + \sum_{1 \leq i < l \leq k} b_{il} x_i x_l + \sum_{1 \leq i \leq k} b_{ii} x_i^2 + \dots \quad (4)$$

где y – выборочная оценка функции отклика ξ ;
 b_0, b_i, b_{ii}, b_{ij} - коэффициенты регрессии, которые являются оценками теоретических коэффициентов;
 $x_i \dots$ - независимые переменные (факторы).

В результате априорной информации были установлены основные факторы влияющие на статический коэффициент трения вибро-сжиженного слоя очёсанного вороха зерновых – частота вращения эксцентрика, величина выступа эксцентрика, содержание свободного зерна в очёсанном ворохе, влажность грубых солоmistых примесей входящих в состав вороха.

Таким образом, имеем трёхуровневый четырёхфакторный эксперимент, уравнение регрессии которого в общем виде:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{14} x_1 x_4 + b_{23} x_2 x_3 + b_{24} x_2 x_4 + b_{34} x_3 x_4 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2 + b_{44} x_4^2, \quad (5)$$

где x_1 - частота вращения эксцентрика, c^{-1}
 x_2 - величина выступа эксцентрика, м
 x_3 - содержание свободного зерна в очёсанном ворохе, %
 x_4 - влажность грубых солоmistых примесей входящих в состав вороха, %.

В качестве функции отклика принимаем угол наклона поверхности 4 (рис. 1). Планирование эксперимента выполняется на трёх уровнях.

Для проведения эксперимента составлена матрица эксперимента (табл. 1), в которой нижний уровень обозначен знаком (-), верхний – знаком (+), основной уровень – (0).

Опыты проводятся в пятикратной повторности. Для исключения неоднородностей дискретного и непрерывного типов опыты рандомизируются. Рандомизация опытов обеспечивает равномерное внесение элемента случайности влияния неуправляемых и неконтролируемых факторов на отклик. При рандомизации использованы таблицы случайных чисел.

Таблица 1. Матрица некомпозиционного плана второго порядка для четырёх факторов (план Бокса-Бенкина).

Номер опыта	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	Номер опыта	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4
1	+	+	+	0	0	16	+	0	-	+	0
2	+	+	-	0	0	17	+	0	-	-	0
3	+	-	+	0	0	18	+	0	0	0	0
4	+	-	-	0	0	19	+	+	0	+	0
5	+	0	0	+	+	20	+	+	0	-	0
6	+	0	0	+	-	21	+	-	0	+	0
7	+	0	0	-	+	22	+	-	0	-	0
8	+	0	0	-	-	23	+	0	+	0	+
9	+	0	0	0	0	24	+	0	+	0	-
10	+	+	0	0	+	25	+	0	-	0	+
11	+	+	0	0	-	26	+	0	-	0	-
12	+	-	0	0	+	27	+	0	0	0	0
13	+	-	0	0	-						
14	+	0	+	+	0						
15	+	0	+	-	0						

Расчёт коэффициентов регрессии и проверка адекватности модели проводятся по формулам, приведенным в [9, 10].

Опыты проводятся следующим образом. Очёсанный ворох загружается в специально изготовленный ящик, который устанавливается на наклонную поверхность 4 (рис. 1). Ящик изготовлен таким образом, что у него отсутствует днище, а передняя стенка выполнена из оргстекла. Размеры ящика соответственно равны 0,5x0,5x0,2 м. После этого включается электродвигатель привода эксцентрика и наклонная поверхность 4 начинает вибрировать. Одновременно включается записывающее устройство для регистрации колебаний поверхности. Затем регулировочным винтом 7 (рис. 1.) поверхность 4 поднимается до того момента, как ящик с очёсанным ворохом начнёт по ней двигаться. Угол наклона поверхности к горизонту определяется с помощью

транспортира б. Значение угла, при котором ящик с ворохом начинает своё движение по поверхности 4, заносят в журнал регистрации результатов эксперимента. Полученные виброграммы колебаний поверхности 4 расшифровываются по методике, приведенной в [8].

Выводы. Предложенная методика даёт возможность определить статический коэффициент трения очёсанного вороха в виброожиженном состоянии, что позволяет определить угол наклона виброротка очистителя очёсанного вороха зерновых.

Литература

1. *Шабанов П.А.* Механико-технологические основы обмолота зерновых культур на корню: дис. д.т.н. / П.А. Шабанов; МИМСХ – Мелитополь, 1988. – 336 с.
2. *Михайлов Е.В.* Оценка перспективности использования цилиндрического решета с наружной рабочей поверхностью для разделения очёсанного вороха риса / Е.В. Михайлов, Н.Н. Аблогин // совершенствование технологических процессов и рабочих органов сельскохозяйственных машин; сб. научных трудов УСХА. – К., 1989. – С. 58-63.
3. *Кушнарёв А.С.* Энергосберегающая технология уборки зерновых для фермерских и крестьянских хозяйств. / А.С. Кушнарёв, А.Н. Леженкин // Перспективные технологии уборки зерновых культур, риса и семян трав: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. – Мелитополь, 2003. – С. 5-17.
4. *Аблогин Н.Н.* Обоснование технологической схемы и параметров устройства для сепарации очёсанного вороха риса; дис. к.т.н. / Н.Н. Аблогин. – Мелитополь, 1997. – 215 с.
5. *Воронков И.М.* Курс теоретической механики: учебник [для студ. вузов] / И.М. Воронков. – М.: Наука, 1965. – 592 с.
6. *Тарг С.М.* – Краткий курс теоретической механики: учебник [для студ. вузов] / С.М. Тарг – М.: Высшая школа, 1986 – 416 с.
7. *Тищенко Л.Н.* О колебаниях скорости неоднородного слоя зерновой смеси на плоском виброрешете. / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т 7. – С. 32-41.
8. *Дюжаєв В.П.* Лабораторний практикум з теоретичної механіки / В.П. Дюжаєв, Ю.П. Рогач, О.І. Болбат, О.М. Леженкін // навч. посібник – Мелітополь, - 2009 р., 56 с.
9. *Спиридонов А.А.* Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А.А. Спиридонов. – М.: Машиностроение, 1981. – 60 с.
10. *Мельников С.В.* Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алёшкин, П.М. Рощин. – Л.: Колос, 1980. – 165 с.

11. *Барабашук В.И.* Планирование эксперимента в технике / В.И. Барабашук, Б.П. Креденцер, В.И. Мирошниченко; под ред. Б.П. Креденцер. – К.: Техніка, 1984. – 200 с.

**МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ
СТАТИЧНОГО КОЕФІЦІЄНТУ ТЕРТЯ ОБЧІСАНОГО
ВОРОХУ ЗЕРНОВИХ**

Леженкін І.О.

Анотація

У статі наводиться методика визначення статичного коефіцієнту тертя вібророзрідженого шару обчесаного вороху зернових з використанням теорії планування експерименту.

**TECHNIQUE OF EXPERIMENTAL DEFINITION OF
STATIC FACTOR OF THE FRICTION OF STRIPPED LOTS
THE GRAIN**

I. Lezhenkin

Summary

The technique of definition of static factor of a friction of a under vibration layer of stripped lots is given in article grain with use of the theory of planning of experiment.



УДК 631.171:636

ДИНАМІКА ПОВОРОТУ ГРЕЙФЕРНОГО ЗАХВАТУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ГІДРОМАНІПУЛЯТОРІВ

Крилов В.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-24-36, 42-05-70

Анотація – у роботі, шляхом теоретичного дослідження, отримані залежності для оптимізації параметрів гідроприводу маніпулятора, з урахуванням розвертаємих мас, що має сприяти забезпеченню сталості руху грейферного захвату.

Ключові слова – гідроманіпулятор, грейферний захват, гідронасос, диференціальне рівняння руху, сталість руху.

Постановка проблеми. На сьогодні широке застосування на навантажувально-розвантажувальних роботах сільськогосподарського виробництва знаходять гідроманіпулятори, головним елементом яких є грейфер з механізмом повороту відносно вертикальної осі. Характеристики динамічних процесів у гідроприводах сільськогосподарських маніпуляторів істотно впливають на сталість руху, і, у кінцевому підсумку, на продуктивність машини. Тому, дослідження сталості руху грейферного захвату сільськогосподарських гідроманіпуляторів є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Вперше суворе математичне визначення поняття сталості руху механічної системи було введено А.М.Ляпуновим у роботі «Загальна задача про сталість руху» [1].

Найбільш простим і таким, якому віддають перевагу більшість авторів, є метод, що ґрунтується на аналізі рівнянь першого наближення. Особливо він зручний, якщо рух механічної системи описується лінійними диференціальними рівняннями, тобто у цьому випадку рівняння першого наближення збігаються із самими диференціальними рівняннями руху.

Рух грейферних захватів гідроманіпуляторів сільськогосподарського призначення вивчений та освітлений в літературних джерелах недостатньо. Майже повністю відсутні дослідження сталості руху гідравлічних грейферних захватів.

Формулювання цілей статті. Мета статті – встановити залежності для обґрунтування параметрів гідроприводу, з урахуванням роз-

вертаємих мас, які б забезпечили сталість руху грейферного захвату і, у кінцевому підсумку, задану продуктивність гідроманіпулятора.

Основна частина. Гідравлічний привод являє собою складну динамічну систему, у якій виявляються як лінійні, так і нелінійні фактори, завдяки чому диференціальні рівняння руху гідравлічного привода є у загальному вигляді нелінійними і для спрощення динамічних досліджень виконаємо лінеаризацію цих рівнянь [2].

Якщо припустити, що втратами тиску у трубопроводах і місцевих опорах можна знехтувати і хвильові процеси відсутні, то робота гідроприводу може бути охарактеризована рівняннями руху і рівнянням розходу

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_\alpha (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\text{дв}} - M_c; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_\alpha (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\text{аер}}; \\ q_{\text{дв}} \dot{\varphi}_1 = q_{\text{нс}} \cdot \frac{n}{60} - \sigma \rho_n - \beta w \dot{\rho}_n, \end{cases} \quad (1)$$

де J_1 – приведений момент інерції частин механізму повороту, що обертаються, і робочої рідини;

J_2 – приведений момент інерції розвертаємого вантажу і грейфера;

φ_2 – приведений кут повороту грейфера з вантажем;

φ_1 – приведений кут повороту вала механізму повороту;

c_α – жорсткість гідроприводу та карданного підвісу, приведена до вала механізму повороту;

$\dot{\varphi}_1$ – кутова швидкість повороту вала ротора;

$M_{\text{аер}}$ – приведений аеродинамічний момент опору;

M_c – приведений момент статичних опорів;

$M_{\text{дв}}$ – рушійний момент ротатора;

$q_{\text{дв}}, q_{\text{нс}}$ – робочі об'єми ротатора і гідронасоса;

n – кількість обертів за хвилину вала гідронасоса;

σ – коефіцієнт витоків нагнітального трубопроводу;

β – приведений коефіцієнт відносної об'ємної деформації гідросистеми;

w – об'єм порожнин гідросистеми, що знаходяться під тиском;

ρ_n – тиск нагнітання.

При нульовому значенні тиску у зливній магістралі ротора

$$M_{\text{дв}} = \rho_n, \quad (2)$$

де

$$u = \frac{b}{8}(D^2 - d^2),$$

де b – ширина пластини ротатора;
 D і d – діаметри циліндра ротатора і ротора, відповідно.

Після підстановки залежності (2) у систему диференціальних рівнянь (1) та відповідних перетворень отримаємо, як розв’язання системи рівнянь (1), лінійне диференціальне рівняння руху вала ротатора

$$\varphi_1^V + M\varphi_1^{IV} + N\varphi_1^{III} + R\ddot{\varphi}_1 + S\dot{\varphi}_1 = T, \quad (3)$$

де M, N, R, S, T – сталі коефіцієнти, що залежать від параметрів гідроприводу і розвертаємих мас.

Розв’язання рівняння (3) знаходимо за наступних початкових умов

$$t = 0 \left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = 0, \dot{\varphi}_1 = 0, \ddot{\varphi}_1 = 0, \ddot{\ddot{\varphi}}_1 = \frac{q_{nc}u \frac{n}{60} - \sigma M_c}{\beta w J_1} = a_1; \\ \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\ddot{\varphi}}_2 = \frac{-q_{nc}u \frac{n}{60} + \sigma M_c}{\beta^2 w^2 J_2^2} = b_1. \end{array} \right. \quad (4)$$

За операторним методом розв’язання диференціальних рівнянь отримаємо

$$p(p^4 + Mp^3 + Np^2 + Rp + S)\Phi(p) = \frac{T}{p} + a_1p^2 + a_1Mp + b_1p; \quad (5)$$

$$\Phi(p) = \frac{T + a_1p^3 + (a_1M + b_1)p^2}{p^2(p^4 + Mp^3 + Np^2 + Rp + S)} = \frac{Q(p)}{P(p)}. \quad (6)$$

Отже, маємо функцію

$$P(p) = p^6 + Mp^5 + Np^4 + Rp^3 + Sp^2, \quad (7)$$

похідна від якої складе

$$\dot{P}(p_i) = 6p_i^5 + 5Mp_i^4 + 4Np_i^3 + 3Rp_i^2 + 2Sp_i, \quad (8)$$

де p_i – корені характеристичного рівняння ($i=1,2,3,4$).

$$p^4 + Mp^3 + Np^2 + Rp + S = 0. \quad (9)$$

З урахуванням малого впливу змін початкових значень на початкове розв’язання диференціального рівняння застосовуємо до поліному четвертого ступеня теорему Гурвіца [4]: будь-яке розв’язання лінійного однорідного диференціального рівняння зі сталими коефіці-

ентами наближається до нуля при $z \rightarrow +\infty$. Це буде мати місце, якщо дійсні частини усіх коренів характеристичного рівняння виявляться від'ємними, тобто, усі корені рівняння будуть мати від'ємні дійсні частини тоді і тільки тоді, коли усі детермінанти додатні.

Отже, якщо

$$P(z) = z^4 + q_1 z^3 + q_2 z^2 + q_3 z + q_4, \quad (10)$$

то умови Гурвіца, з розв'язку детермінантів I, II та III порядку, мають вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} q_1 > 0; \\ q_1 q_2 - q_3 > 0; \\ q_4 > 0; \\ (q_1 q_2 - q_3) q_3 - q_1^2 q_4 > 0. \end{array} \right. \quad (11)$$

Тоді для диференціального рівняння (3) отримаємо

$$\left\{ \begin{array}{l} M > 0; \\ MN - R > 0; \\ (MN - R)R - M^2 S > 0; \\ S > 0. \end{array} \right. \quad (12)$$

Якщо при підстановці реальних значень характеристик гідроприводу і розвертаємих мас умови (12) виконуються, то можна стверджувати, що сталість руху грейферного захвату забезпечена.

Отже, залежності (12) є умовами Гурвіца щодо забезпечення сталості руху грейферного захвату сільськогосподарських гідроманіпуляторів.

Висновки. Продуктивність сільськогосподарських гідроманіпуляторів з грейферним захватом у значній мірі залежить від сталості його руху. Використання отриманих залежностей дає змогу оптимізувати параметри гідропривода маніпулятора, з урахуванням розвертаємих мас, з метою забезпечення сталості руху грейферного захвату.

Література

1. *Ляпунов А.М.* Общая задача об устойчивости движения / А.М.Ляпунов. – 2-е изд.-Л.-М.: ОНТИ. Гл. ред. общетех. лит., 1935.- 386с.
2. *Башта Т.М.* Машиностроительная гидравлика. / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971.– 672с.

3. *Абрамович И.Г.* Функции комплексного переменного. Операционное исчисление. Теория устойчивости / И.Г.Абрамович. – М.: Наука, 1965. – 392 с.

ДИНАМИКА ПОВОРОТА ГРЕЙФЕРНОГО ЗАХВАТА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ГИДРОМАНИПУЛЯТОРОВ

Крылов В.В.

Аннотация

В работе, путём теоретических исследований динамики поворота грейфера определены зависимости для оптимизации параметров гидропривода манипулятора, с учётом разворачиваемых масс, что способствует обеспечению устойчивости движения грейферного захвата.

RESEARCH OF THE EQUATION OF GRAPPLE'S MOVEMENT OF CAPTURE IN AGRICULTURAL MANIPULATORS

V. Krylov

Summary

The analysis of researches of dynamics of turn of clamshell mechanisms is in-process executed on a flexible suspension and, as a result, dependences over, due to which, are brought, with the purpose of providing of stability of motion of grapple-tong, it is possible to execute optimization of parameters of mechanism of turn of clamshell mechanism.



УДК 637.11

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВАКУУМНОЇ СИСТЕМИ МОЛОЧНО-ДОЇЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Алієв Е.Б.

ННЦ «ІМЕСГ» НААН

Тел.: 098–563-14-14

Анотація – наведені результати експериментальних досліджень зміни техніко-технологічних параметрів вакуумної системи молочно-доїльного обладнання, а саме величини робочого вакууму, частоти пульсацій, співвідношення тактів пульсацій і сили натягу дійкової гуми в залежності від тривалості експлуатації.

Ключові слова – техніко-технологічні параметри, вакуумна система, молочно-доїльне обладнання, робочий вакуум, частота пульсацій, співвідношення тактів, сила натягу дійної гуми.

Постановка проблеми. Вчасне технічне обслуговування молочно-доїльного обладнання є одним з напрямків Національного проекту «Відроджене скотарство», в якому зазначено «...сприяти розвитку інфраструктури технічного сервісу обладнання, що використовується у скотарстві...» [1]. Незважаючи на широкий вибір високопродуктивного молочно-доїльного обладнання, для комплектацій сучасних поточкових ліній доїння якість його технічного обслуговування залишається незадовільною. Це пов'язано з тим, що молочні господарства не мають можливості проводити планову діагностику свого молочно-доїльного обладнання, що призводить до відхилення його техніко-технологічних параметрів від регламентованих. Доїння тварин – це складний процес функціонування біотехнічної системи «людина – машина – тварина». Машинна ланка системи має відповідати фізіологічним потребам тварин і забезпечувати повноцінне стимулювання рефлексу молоковіддачі; якісне видоювання корів із певною періодичністю, убезпечення молочної залози та організму тварини від шкідливого впливу машини, одержання молока високої якості. Це можливе лише за умови підтримання молочно-доїльного обладнання в працездатному стані.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Нормальний експлуатаційний режим вакуумної системи залежить від вакуумного

насосу. Розглядаючи конструктивні причини зниження ефективності експлуатації пластинчасто-роторного вакуумного насосу, виявлено, що на його робочий тиск впливає надмірний знос поверхонь лопаток, що сполучаються з його кришками

$$P = P_{ст} \pm \frac{\beta \cdot l \cdot \rho}{2\pi^2 D_{ВП}^5} \left[K \cdot n_{об} \cdot \left(L_0 - 2 \frac{C_\gamma \cdot \vartheta \cdot F \cdot t}{\phi \cdot b} \right) (D - d)(D + d - 2\phi Z) \right]^2, \quad (1)$$

де $P_{ст}$ – статичний вакуумметричний тиск, що встановлюється вакуум-регулятором, Па;

β – коефіцієнт тертя повітря;

l – довжина вакуумпроводу, м;

$D_{ВП}$ – діаметр вакуумпроводу, м;

ρ – густина повітря, кг/м³;

K – коефіцієнт заповнення камери вакуумного насосу;

$n_{об}$ – частота обертання ротора, с⁻¹;

L_0 – початкова довжина лопаток, м;

v – швидкість лінійного зносу, м/с;

C_γ – характеристика зносостійкості лопаток, Па⁻¹;

F – результуюча сила взаємодії лопатки з кришкою насосу, Н;

t – тривалість експлуатації, с;

b – ширина лопатки, м;

D – діаметр статора, м;

d – діаметр ротора, м;

ϕ – товщина лопаток, м;

Z – число лопаток.

Детально вивчений характер зміни основних показників надійності вузлів доїльного апарату показав, що основна частина відмов припадає на пульсатор. Найменш надійними елементами цього вузла є мембрана і дросельний канал. В процесі роботи пульсатора відбувається старіння гуми мембрани та засмічення дросельного каналу із зменшенням його діаметру. В результаті встановлено залежність частоти і співвідношення тактів пульсацій двотактного пульсатора від тривалості його експлуатації [2]:

$$n(t) = \frac{\pi d_0^4}{128 l_0 \eta_B V} \left(\frac{1}{(P_A - P)} \ln \left(\frac{2P_A - P - P_{min}}{2P_A - P + P_{max}} \cdot \frac{P - P_{max}}{P - P_{min}} \right) + \frac{1}{P_A} \ln \left(\frac{2P_A - P_{max}}{2P_A - P_{min}} \cdot \frac{P_{min}}{P_{max}} \right) \right)^{-1}; \quad (2)$$

$$\delta(t) = \frac{P_A \ln \left(\frac{2P_A - P - P_{min}}{2P_A - P + P_{max}} \cdot \frac{P - P_{max}}{P - P_{min}} \right)}{(P_A - P) \ln \left(\frac{2P_A - P_{max}}{2P_A - P_{min}} \cdot \frac{P_{min}}{P_{max}} \right)}, \quad (3)$$

$$P_{\min} = P \cdot \frac{S_{\text{ш}} + uS_{\text{к}} - S_{\text{в.к}}}{S_{\text{ш}} + uS_{\text{к}}} - \frac{G + (E_{\text{д.п.}} + (E_{\text{д.к.}} - E_{\text{д.п.}}) \cdot e^{kt}) \cdot S_{\text{к}} \cdot \varepsilon}{S_{\text{ш}} + uS_{\text{к}}}; \quad (4)$$

$$P_{\max} = P \cdot \frac{S_{\text{ш}} + uS_{\text{к}} - S_{\text{н.к}}}{S_{\text{ш}} + uS_{\text{к}}} - \frac{G - (E_{\text{д.п.}} + (E_{\text{д.к.}} - E_{\text{д.п.}}) \cdot e^{kt}) \cdot S_{\text{к}} \cdot \varepsilon}{S_{\text{ш}} + uS_{\text{к}}}, \quad (5)$$

- де δ – співвідношення тактів;
 n – частота пульсацій, с^{-1} ;
 V – об'єм робочої камери пульсатора, м^3 ;
 d_0, l_0 – діаметр і довжина дросельного каналу, м ;
 $\eta_{\text{в}}$ – динамічна в'язкість повітря, $\text{Па} \cdot \text{с}$;
 P – робочий вакуум в системі, Па ;
 $S_{\text{ш}}$ – площа шайби, м^2 ;
 $S_{\text{к}}$ – площа кільця мембрани, м^2 ;
 $S_{\text{в.к.}}$ – площа верхнього клапану, м^2 ;
 $S_{\text{н.к.}}$ – площа нижнього клапану, м^2 ;
 u – коефіцієнт активності мембрани;
 G – сила тяжіння рухомих частин, Н ;
 $F_{\text{М}}$ – сила пружності мембрани, Н ;
 $E_{\text{д.п.}}$ і $E_{\text{д.к.}}$ – початкове і кінцеве значення динамічного модуля, Па ;
 k – константа швидкості зносу мембрани, с^{-1} ;
 P_{\min}, P_{\max} – мінімальний і максимальний тиск в камерах пульсатора, Па ;
 $P_{\text{А}}$ – атмосферний тиск, Па .

Спрацьованість дійкової гуми значним чином пов'язана з постійною її пульсацією під час доїння. В результаті цього змінюється її динамічний модуль Юнга. Розв'язуючи задачу пружного стану однорідної дійкової гуми, що постійно пульсує, отримано залежність зміни сили її натягу від тривалості експлуатації [3]

$$F_{\text{н}} = \pi \mu (PR_1^2 - P_{\text{А}} R_2^2) - \frac{\pi \varepsilon_z}{2} (R_2^2 - R_1^2) (E_{\text{д.п.}} + (E_{\text{д.к.}} - E_{\text{д.п.}}) e^{kt}), \quad (6)$$

- де μ – коефіцієнт Пуассона;
 P – робочий тиск вакуумної системи доїльної установки, Па ;
 $P_{\text{А}}$ – атмосферний тиск, Па ;
 ε_z – відносна деформація;
 R_1, R_2 – внутрішній і зовнішній радіус дійкової гуми, м ;
 $E_{\text{д.п.}}$ і $E_{\text{д.к.}}$ – початкове і кінцеве значення динамічного модуля, Па ;
 k – константа швидкості зносу гуми, с^{-1} .

Мета досліджень. Метою експериментальних досліджень техніко-технологічних параметрів молочно-доїльного обладнання є ідентифікації отриманих теоретичних залежностей.

Результати досліджень. Дослідження з визначення залежностей техніко-технологічних параметрів вакуумної системи молочно-доїльного обладнання в залежності від часу її експлуатації проводились на експериментальному стенді, який складався з вакуумного насосу, до якого підключено електродвигун. Керування електродвигуном відбувається за допомогою блока керування. До вакуумного насосу підключено N доїльних апаратів через вакуум-балон, вакуум-регулятор і молокозбирач. До складу доїльних апаратів входить пульсатор, колектор і по чотири доїльних стаканів. Загальний вигляд експериментального стенду для досліджень вакуумної системи молочно-доїльного обладнання представлено на рис. 1.

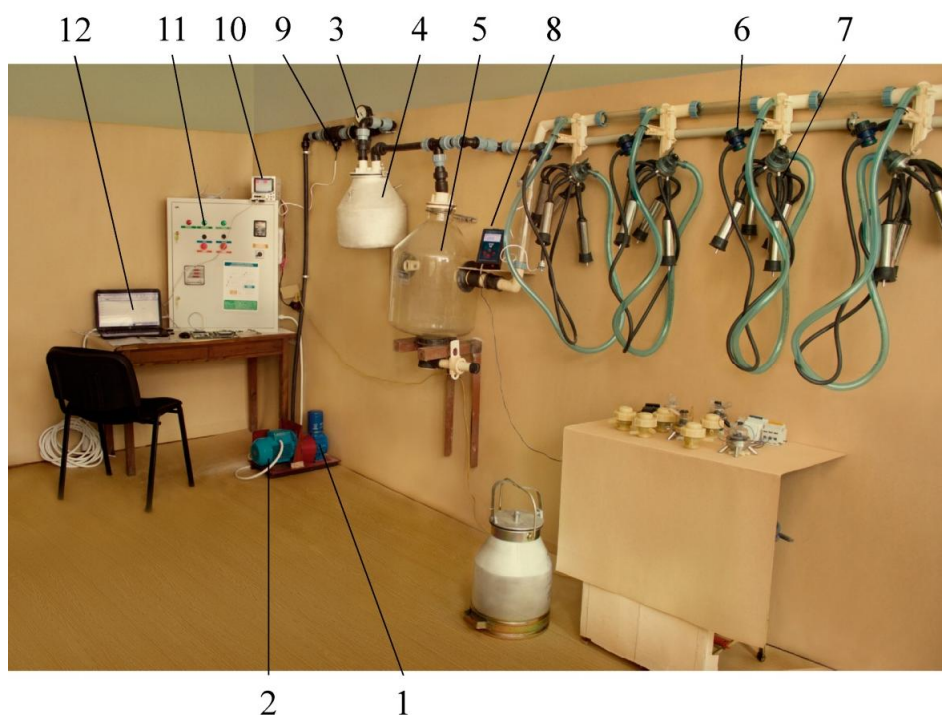


Рис. 1. Загальний вигляд експериментального стенду вакуумної системи молочно-доїльного обладнання:

1 – вакуумний насос, 2 – електродвигун, 3 – вакуум-регулятор та вакуумметр, 4 – вакуумбалон, 5 – молокозбирач, 6 – пульсатор, 7 – підвісна частина доїльного апарату, 8 – комплект приладового устаткування контролю техніко-технологічних параметрів вакуумної системи молочно-доїльного обладнання, 9 – датчик витрат повітря, 10 – відеографічний реєстратор Екограф-Т, 11 – блок керування електродвигуном Danfoss, 12 – персональний комп'ютер.

Техніко-технологічні параметри вакуумної системи молочно-

доїльного обладнання визначалися з використанням відкаліброваного комплекту приладового устаткування [4, 5].

Дослідження з визначення залежностей техніко-технологічних параметрів вакуумної системи доїльних установок від часу експлуатації проведені згідно з планом спостережень $[N, R(r, T)]$: план спостережень, згідно якому одночасно починають випробування N об'єктів; об'єкти, що відмовили під час випробувань замінюються новими; спостереження припиняються, коли число об'єктів, що відмовило, досягло значення r або при закінченні часу спостережень, або наробітку T [6].

Число об'єктів спостережень для проведення експериментальних досліджень визначалося за формулою [6]

$$N = \chi \cdot \frac{\overline{t_0}}{t_k}, \quad (7)$$

де χ – табличний коефіцієнт;
 $\overline{t_0}$ – середній наробіток на відмову;
 t_k – тривалість спостережень.

Число об'єктів спостережень для експериментальних досліджень складало 10.

Математична модель впливу технічного стану доїльної установки на її техніко-технологічні параметри представляється у вигляді рівнянь регресії – полінома

$$y = \sum_{i=0}^n a_i \cdot t^i, \quad (8)$$

де a_i – коефіцієнти регресії;
 t – час експлуатації;
 y – техніко-технологічний параметр вакуумної системи молочно-доїльного обладнання.

Дослідження впливу технічного стану доїльних установок проводяться за наступними параметрами y : робочий вакуум P , кПа, частота n , хв^{-1} і співвідношення тактів пульсацій δ , сила натягу дійкової гуми F_H , Н.

На початку дослідження на експериментальному стенді були встановлені оптимальні техніко-технологічні параметри [7]. Потім через кожні 20 годин роботи експериментального стенду фіксували фактичні значення цих параметрів.

Дослідивши зміну техніко-технологічних параметрів вакуумної систем протягом 300 годин експлуатації, визначено, що закономірність їх однакові і можуть бути представлені у вигляді квадратичної

функції від часу експлуатації:

– робочий вакуум:

$$P(t) = 6 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 - 3,9 \cdot 10^{-3} \cdot t + 52, \quad r = 0,972; \quad (9)$$

– частота пульсацій:

$$n(t) = 1 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 - 7,4 \cdot 10^{-2} \cdot t + 60, \quad r = 0,978; \quad (10)$$

– співвідношення тактів пульсацій:

$$\delta(t) = 1 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 - 7 \cdot 10^{-4} \cdot t + 0,6, \quad r = 0,974 \quad (11)$$

– сили натягу дійкової гуми:

$$F_H(t) = -5 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 - 1,6 \cdot 10^{-2} \cdot t + 60, \quad r = 0,971; \quad (12)$$

де r – коефіцієнт кореляції.

Графічна інтерпретація залежностей (9)-(12) представлена на рис. 2.

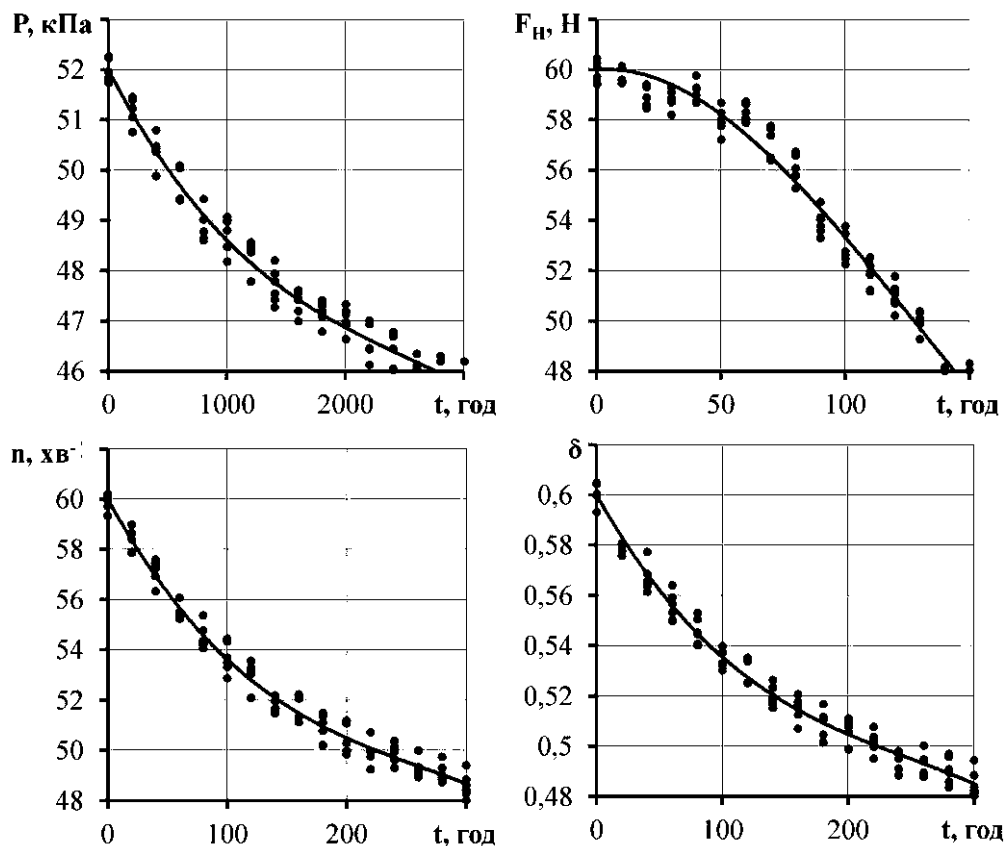


Рис. 2. Емпіричні залежності зміни частоти пульсацій n , співвідношення тактів δ , сили натягу дійкової гуми F_H і робочого вакууму P від часу експлуатації вакуумної системи t .

Виведені емпіричні залежності зміни техніко-технологічних параметрів вакуумної системи молочно-доїльного обладнання дозволяють у будь-який момент часу визначати їх фактичний технічний стан. В результаті проведення експериментальних досліджень зміни техніко-технологічних параметрів вакуумної системи молочно-доїльного обладнання, а саме величина робочого вакууму, частота пульсацій,

співвідношення тактів пульсацій і сила натягу дійкової гуми в залежності від часу експлуатації, емпірично підтверджені отримані теоретичні залежності (1)-(6) з коефіцієнтом їх кореляції – 0,97.

Так, після 175 годин експлуатації молочно-доїльного обладнання величина робочого вакууму змінилося на 4 %, частота пульсації – 14 %, співвідношення тактів пульсацій – 16 %, сила натягу дійкової гуми – 21 %.

Висновки. В результаті проведення експериментальних досліджень зміни техніко-технологічних параметрів вакуумної системи молочно-доїльного обладнання, а саме величини робочого вакууму, частоти пульсацій, співвідношення тактів пульсацій і сили натягу дійкової гуми в залежності від часу експлуатації, емпірично підтверджені отримані теоретичні залежності з коефіцієнтом їх кореляції $r = 0,97$, $p < 0$. Встановлено, що після 175 год. експлуатації доїльної установки типу УДМ величина робочого вакууму зменшилась на 4 %, частота пульсації – 14 %, співвідношення тактів пульсацій – 16 %, сила натягу дійкової гуми – 21 %.

Література

1. Національний проект «Відроджене скотарство» / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Національна академія аграрних наук України // [Текст, таблиці, додатки]. – К.: ДІА, 2011. – 44 с.
2. *Алієв Е. Б.* Теоретична оцінка показників надійності двотактного пульсатора доїльного апарату / Е. Б. Алієв // Механізація, екологізація та конвертація біосировини в тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т мех. тваринництва НААН. – Запоріжжя, 2011. – Вип. 1(7). – С. 106-113. – ISSN 2075-1591.
3. *Алієв Е.* Дослідження спрацьованості дійної гуми доїльного апарату з урахуванням теорії старіння на основі плоскої задачі // Е. Алієв // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: зб. наук. пр. ІМТ НААН – Запоріжжя, 2010. – Вип. 1(5,6). – С.233-242. – ISSN 2075-1591.
4. *Алієв Е. Б.* Конструкційно-технологічна схема комплексу устаткування контролю вакуумметричних параметрів доїльного обладнання / Е. Б. Алієв, О. С. Тісліченко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Кіровоградський національний технічний університет – Кіровоград, 2011. – Вип. 41. – С. 429-432.
5. *Алієв Е.Б.* Дослідження метрологічних характеристик комплексу устаткування контролю вакуумметричних параметрів молочно-доїльного обладнання / Е.Б. Алієв // Аграрна наука та практика на сучасному етапі розвитку: досвід, проблеми та шляхи їх вирішення. Міжнародна науково-практична конференція. – Львів: "Львівська аграр-

на фундація" 2012. – С. 13-15.

6. ГОСТ Р 27.403-2009 Надежность в технике. Планы испытаний для контроля вероятности безотказной работы / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии // Введён в действие 15 дек. 2009 г. – М. : ФГУП «Стандартинформ», 2009. – 16 с.

7. *Алієв Е. Б.* Оптимізація техніко-технологічних параметрів вакуумної системи доїльної установки / Е. Б. Алієв // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 12. Т.1. – С. 138-147.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВАКУУМНОЙ СИСТЕМЫ МОЛОЧНО-ДОИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Алиев Э.Б.

Аннотация

Приведены результаты экспериментальных исследований изменения технико-технологических параметров вакуумной системы молочно-доильного оборудования, а именно величины рабочего вакуума, частоты пульсаций, соотношение тактов пульсаций и силы натяжения сосковой резины в зависимости от продолжительности эксплуатации.

RESULTS OF EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS THE VA- CUUM OF MILK-MILKING EQUIPMENT

E. Aliev

Summary

The results of experimental studies of technical change and technological parameters of the vacuum system of dairy milking equipment, namely the size of the working vacuum, pulsation frequency, the ratio of clock pulses and the tension force liners, depending on the duration of the operation.



УДК 681.173:631.5

ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФРАКЦІОНУВАННЯ СУХИХ СТЕБЛОВИХ КОРМІВ

Лисенко Д.М., м. н. с.*
ННЦ «ІМЕСГ» НААН

Анотація – наведені результати багатофакторного експерименту розділення сухих стеблових кормів установкою для фракціонування на високопоживну листову і низькопоживну стеблову фракцію. Визначені оптимальні режими роботи установки для фракціонування сухих стеблових кормів.

Ключові слова – сухі стеблові корма, барабан фракціонера, поживність, листова фракція, стеблова фракція

Постановка проблеми. Енергетичні проблеми останнього часу призвели до того, що при годівлі тварин і птиці майже не використовуються такі високопоживні корми, як трав'яне борошно, повнораціонні гранули. Нестача протеїну і вітамінів у кормах різко знижує продуктивність тварин, веде до більшого відходу молодняку, перевитрат кормів [1]. В наслідок цього зменшується обсяг виробництва продукції і поголів'я тварин, яке відбувається в господарствах усіх форм власності. Так, у порівнянні з показниками 1990 р., чисельність корів, станом на 01.01.2011 р., в усіх категоріях господарств скоротилась у 3,2 рази, а виробництво молока зменшилось у 2,2, яловичини – в 4,6 рази. Для збільшення виробництва тваринницької продукції національним проектом “Відроджене скотарство” передбачається довести виробництво комбикормів для молочного скотарства до 5,54 млн. тонн, включаючи фуражне зерно – до 4,36 млн. тонн і білково-вітамінно-мінеральні добавки (БВМД) – до 1,18 млн. тонн [2].

Задача – збільшення виробництва збалансованих кормових засобів – це актуальне питання сьогодення. Універсальними кормовими культурами є багаторічні трави, з яких одержують різноманітні види корму – зелену масу, сіно, сінаж, силос, трав'яне борошно й білковий концентрат.

Люцерна – одна із самих урожайних і широко культивованих культур серед багаторічних кормових трав. Люцерна складається при-

близно з 50 % листя і 50 % стебел за масою. Ціла рослина люцерни містить білку 18-22 %, листя 26-34 % і стебла 10–12 %. [3, 4, 5].

Аналіз останніх досліджень. З аналізу літературних джерел було виявлено три види фракціонування сухих стеблових кормів на листову та стеблову фракцію: аеродинамічне, обмолот, очісування [6, 7, 8]. Недоліком аеродинамічного фракціонування є його громіздкість і металоємність, відносно низька продуктивність і потреба двох і більше окремих транспортних систем щоб видалити листову і стеблову фракції після сепарації. Недоліком фракціонування шляхом обмолоту є те, що відбувається дроблення низькопоживної стеблової фракції та потрапляння її значної кількості у високопоживну листову суміш в наслідок чого знижується її поживність, порівняно з фракціонуванням очісуванням. Аналізуючи види фракціонування видно, що за якісними і кількісно-енергетичними показниками фракціонування рослинної маси для отримання високобілкової складової перспективним є фракціонування сухої маси очисними барабанами.

Результати досліджень. Запропонована і досліджена нами установка для фракціонування сухих стеблових кормів, саме сіна польового сушіння, дозволяє без значних енергетичних витрат виділити з маси високопоживну листову фракцію [6].

Задачею процесу фракціонування є вилучення найбільш поживної складової сухого стеблового корму – листової фракції, тому у першу чергу оцінка якісних показників процесу набуває першорядного значення. До них відносяться питома поживність R_f виділеної частки, масова частка μ вилученої фракції та частка корму η відокремлена за поживністю. Для визначення оптимальних параметрів і режимів роботи установки згідно матриці трифакторного експерименту оптимального плану Бокса (B2) було виконано експериментальні дослідження. Визначено залежності якісних показників від факторів: частоти n обертання очисних барабанів, яка змінювалася від 60 до 100 об/хв., кінематичного режиму λ , тобто відношення частот обертання очисних барабанів до кінцевого, що був у межах від 1,25 до 1,75 і товщини h шару маси, розташованої на очисних барабанах (від 25 до 75 мм).

Тіснота взаємного впливу досліджуваних показників, визначена у вигляді кореляційних залежностей, наведена в табл. 1.

Аналіз табл. 1 свідчить про істотну позитивну кореляційну взаємозалежність всіх якісних показників фракціонування. Особливо тісно (з коефіцієнтом кореляції $r=0,9996$ при $p<0,001$) проявляється взаємозв'язок між частками відокремлення за поживністю і за масою, що пояснюється вилученням із загального об'єму корму у першу чергу високопоживної листової фракції і малою часткою вилучення низькопоживної стеблової фракції.

Таблиця 1. Кореляційна матриця якісних показників процесу фракціонування сухих стеблових кормів

Показник	Частка за масою μ	Питома поживність P_{ϕ}	Частка за поживністю η
Частка за масою μ	1,0000	0,522/p<0,046	0,9996/p<0,001
Питома поживність P_{ϕ}	0,522/p<0,046	1,0000	0,5433/p<0,036
Частка за поживністю η	0,9996/p<0,001	0,5433/p<0,036	1,0000

У результаті досліджень і статистичної обробки даних, виконаних за допомогою ППП Statistica, отримані рівняння регресії з урахуванням значущості складових на рівні 0,05 – вирази (1)–(3), які представляють якісні показники процесу сепарації – частку μ відокремлення за масою, питому поживність P_{ϕ} виділеної частки та частку η відокремлення за поживністю.

Залежності частки відокремлення за масою та за поживністю від досліджуваних факторів представлено відповідно виразами (1) і (2)

$$\mu = 0,880932 - 0,002885n - 0,284721\lambda - 0,000241n\lambda - 0,000001nh + 0,000055\lambda h + 0,000025n^2 + 0,070477\lambda^2 - 0,000004h^2, \quad (1)$$

$$\eta = 0,919990 - 0,002207n - 0,303283\lambda - 0,000088h - 0,000270n\lambda - 0,000001nh + 0,000064\lambda h + 0,000030n^2 + 0,072846\lambda^2 - 0,000004h^2. \quad (2)$$

Питома поживність виділеної частки (к. од/кг) в залежності від вказаних вище регресорів описується залежністю

$$P_{\phi} = 0,662214 - 0,0001436n + 0,021993\lambda + 0,000099h + 0,000001n^2 + 0,006377\lambda^2 - 0,000001h^2. \quad (3)$$

Оцінка впливу варійованих факторів на якісні показники, продуктивність, енергетику процесу виділення з сухого стеблового корму найбільш поживної листової складової виконується аналізом впливу парних факторів при фіксованому третьому. За фіксовані значення факторів прийняті значення, які відповідають найбільшій продуктивності за поживністю при вилученні листової фракції, тобто у к. од./с. Вони мають параметри: частота обертання очисних барабанів 100 об/хв., кінематичний режим вихідного барабану 1,25, товщина шару маси на очисних барабанах 75 мм.

Розраховані для функцій відгуку (1)–(3) відповідні залежності приведені графічно на рис. 1–3.

Залежності парних взаємодій факторів: n , λ і h на частку μ відокремлення за масою проілюстровані на рис.1.

Аналіз залежностей (рис. 1) показує, що зі збільшенням частоти обертання очисних барабанів частка відокремлення за масою зростає за увігнутою параболою, при поєднанні цього фактора як з кінематичним режимом, так і з товщиною шару корму. Це пояснюється динамічною дією пальців сепаруючих барабанів на масу, яка характеризується квадратичною залежністю. Причому зі збільшенням шару корму і показника кінематичного режиму, ця залежність проявляється більш інтенсивно, адже при меншій масі очисні пальці діють інтенсивніше і завдяки зміні показника кінематичного режиму – більш тривало.

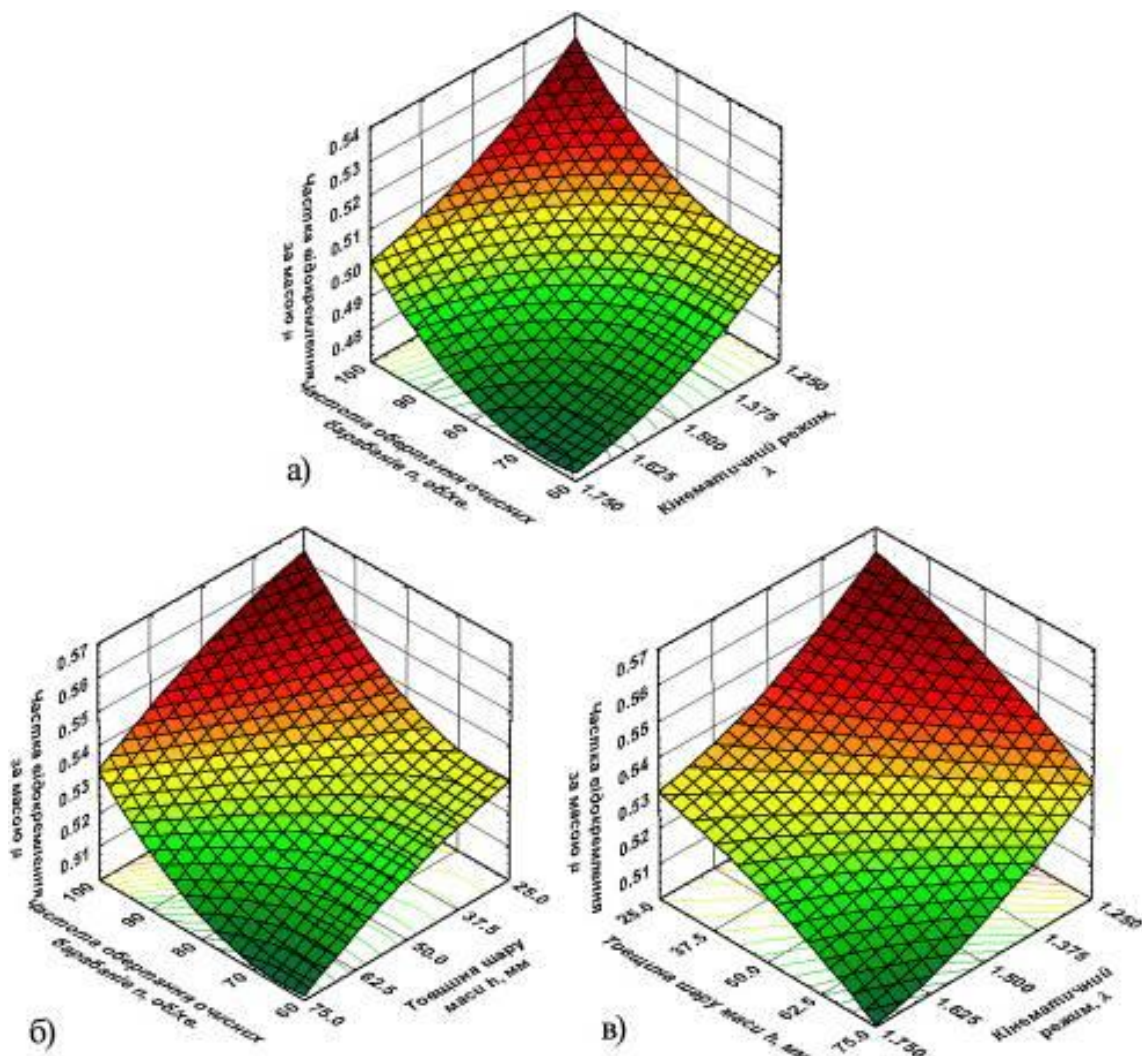


Рис. 1. Парна взаємодія факторів: n , λ і h на частку μ відокремлення за масою: а – парна взаємодія n і λ ; б – парна взаємодія n і h ; в – парна взаємодія λ і h .

Зі зростанням товщини шару відокремлення за масою теж зростає, однаково у поєднанні як з частотою обертання очисних барабанів, так і з показником кінематичного режиму – за випуклою кривою, що як було сказано вище пояснюється тим, що зі збільшенням маси інте-

нсивність дії очисних пальців зменшується. Для більших частот обертання очисних барабанів та меншого кінематичного режиму процес зростання відбувається більш інтенсивно.

Зменшення показника кінематичного режиму призводить до більш тривалої дії пальців очисних барабанів, яка зростає, з причин, пояснених вище зі збільшенням частоти обертання барабанів і зменшенням товщини шару корму, розташованого на барабанах.

Залежності питомої поживності P_{ϕ} (к. од/кг) виділеної частки від варійованих факторів: n , λ і h , графічна інтерпретація наведена на рис. 2.

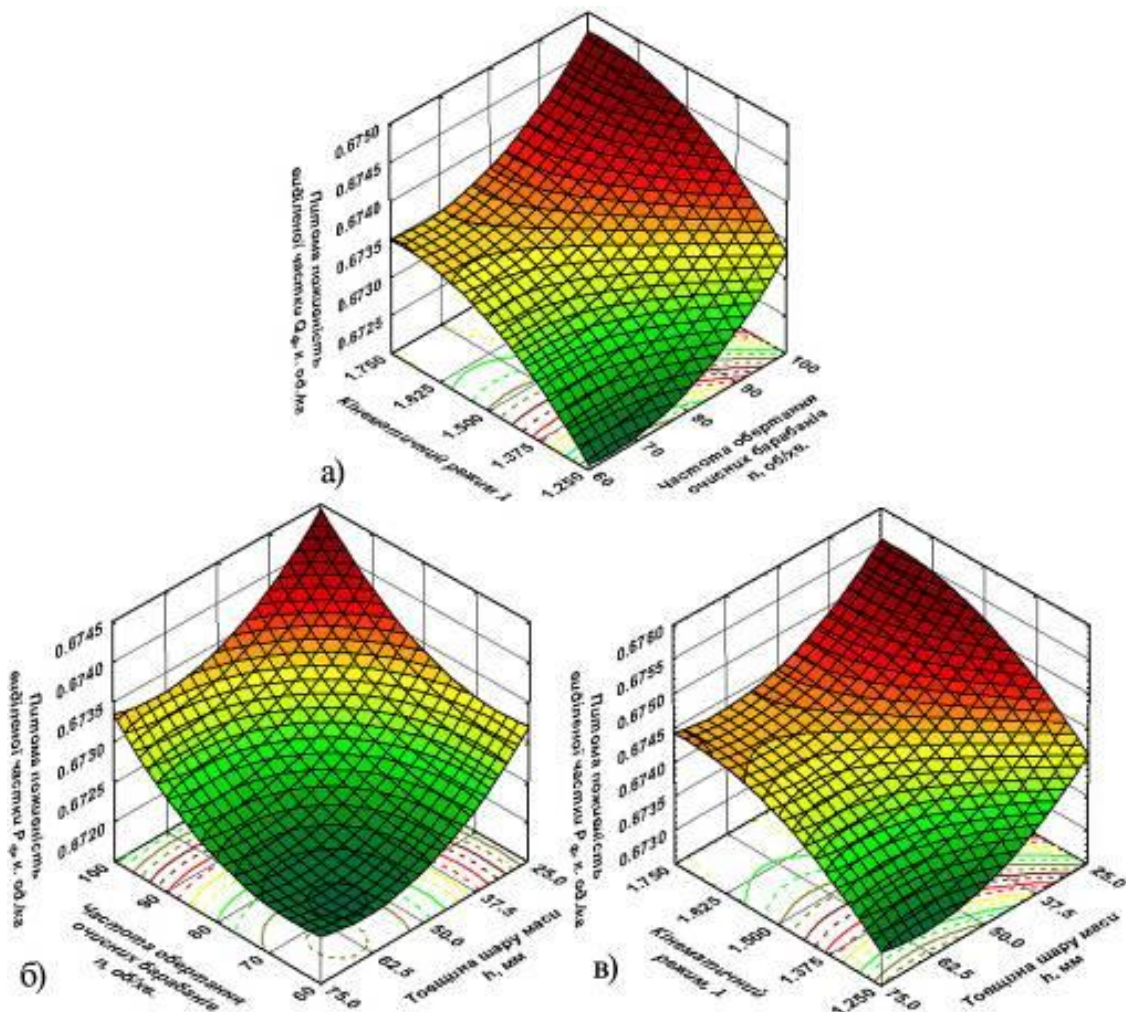


Рис. 2. Парна взаємодія факторів: n , λ і h на питому поживність P_{ϕ} виділеної частки: а – парна взаємодія n і λ ; б – парна взаємодія n і h ; в – парна взаємодія λ і h .

Дослідження показали, що у межах варіювання факторів питома поживність виділеної частки від них практично не залежить (зміни становлять лише 1 %), листова фракція і бічні гілки за шлях проходження по барабанах встигають повністю відсепаруватися, а малопоживна

стеблова складова встигає зійти з очисних барабанів раніше ніж стеб-ла почнуть суттєво руйнуватися і знижувати загальну поживність.

Характер зміни величини частки η відокремлення за поживністю у залежності від парних взаємодій факторів: n , λ і h графічно представлено на рис. 3.

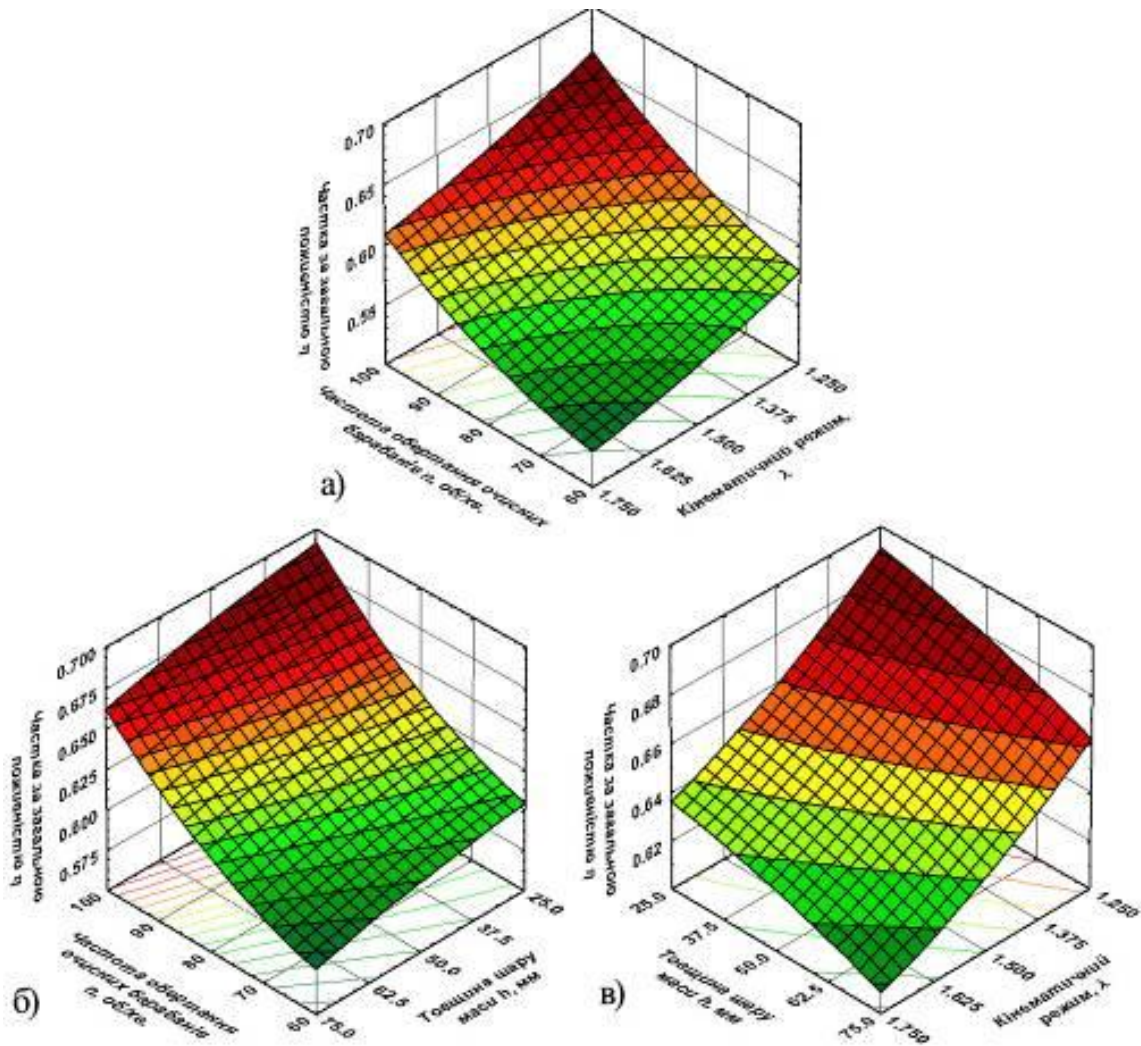


Рис. 3. Парна взаємодія факторів: n , λ і h на частку η відокремлення за поживністю: а – парна взаємодія n і λ ; б – парна взаємодія n і h ; в – парна взаємодія λ і h .

Зміну частки корму η відокремлюваного за поживністю фактично за своїм характером повторює зміну частку μ відокремлення за масою, проілюстровані на рис. 1. Це пояснюється тим, що в першу чергу при фракціонуванні відбувається виділення з загальної маси корму листової фракції, яка має найбільшу поживність. При цьому у меншій мірі вилучаються бічні гілки, з дещо меншою поживністю. Таким чином до повного виділення листової фракції і бічних гілок зберігається майже постійна пропорційна залежність між виділеною масовою часткою корму. Очисні барабани за час проходження по них сухої стеб-

лової маси практично не здатні суттєво подрібнити і зруйнувати крупні малопоживні стебла, тому вони сходять з очисних барабанів майже цілими. Як показали заміри, виконані у процесі досліджень у листову фракцію з фракції гілок переходило за масою не більше 10–12 %.

Висновки.

1. Частка відокремлення за масою у залежності від варійованих факторів змінюється у межах від 0.476 до 0.611, зростаючи зі збільшенням частоти обертання очисних барабанів за увігнутою параболою і зменшуючись з товщю шару корму на барабанах за випуклою кривою та показником кінематичного режиму також за увігнутою параболою, що пояснюється більш інтенсивною дією пальців сепаруючих барабанів на масу.

2. Аналогічно проявляє себе і показник відокремлення за поживністю, змінюючись від 0,271 до 0,601. Це пояснюється тим, що у при фракціонуванні відбувається відділення з загальної маси корму листової фракції, яка має найбільшу поживність а також бічних гілок, з де-що меншою поживністю, лишаючи цілими стебла.

3. Питома поживність виділеної частки у процесі досліджень становить від 0,671 до 0,679 к. од./кг і практично не залежить від варійованих факторів, так як листова фракція і бічні гілки за шлях проходу по барабанах встигають повністю сепаруватися, а малопоживна стеблова складова – зійти з них раніше ніж стебла почнуть руйнуватися і знижувати поживність.

Література

1. Учебник оператора по приготовлению и раздаче кормов. / [А. А. Дерябин, А. Н. Кошелев, А. Н. Шико и др.] ; под общ. ред. А. А. Дерябин. – М. : Колос, 1982. – 447 с.
2. Національний проект "Відроджене скотарство" / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Національна академія аграрних наук України // [Текст, таблиці, додатки]. – К. : ДІА, 2011. – 44 с.
3. *Koegel R. G.* Production of Lactic Acid from Alfalfa Fraction. / R. G Koegel, H. K. Streenath, R. J. Straub // US Dairy Forage Research Center, USDA ARS: Research Summaries. – Madison, Wisconsin, USA, 1998. – P. 26-27.
4. Frame J. Temperate Forage Legumes / J. Frame, J. F. L. Charlton, A. S. Laidlaw // Cab International. – New York, 1998. – P. 107-161.
5. *Сеньков А. Н.* Технология приготовления, хранения и оценка качества кормов : учеб. пособие / А. Н. Сеньков, И. И. Сиряк. – К. : Выща шк., 1990. – 168 с. – ISBN 5-11-002103-1.
6. *Лисенко Д. М.* Оцінювання фракціонування висушеного стеблогового корму / Д. М. Лисенко, Кисельов О. В. // Збірник наукових праць.

Механізація, екологізація та конвертація біосировина у тваринництві. – Запоріжжя : ІМТ НААН, 2011. – Вип. 1(7). – С. 101–105. – ISSN 2075-1591.

КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФРАКЦИОНИРОВАНИЯ СУХИХ СТЕБЕЛЬЧАТЫХ КОРМОВ

Лысенко Д. Н.

Аннотация

Приведены результаты многофакторного эксперимента разделения сухих стеблевых кормов установкой для фракционирования на высокопитательные листовую и низкопитательную стебельную фракцию. Определены оптимальные режимы работы установки для фракционирования сухих стеблевых кормов.

QUALITY PARAMETERS OF EQUIPMENT FOR FRACTIONATION OF DRIED STEM FORAGES

D. Lysenko

Summary

The results of multifactorial experimental separation of dry stem forage equipment for fractionation on highly nourishing leaf, and low nutritious stem fraction are resulted. The optimal operation modes of equipment for fractionation of the dry stem forages are defined.



УДК 631:372

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ЧАСТИНКИ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ В ПОВІТРЯНОМУ ПОТОЦІ ПНЕВМАТИЧНОГО ВИСІВНОГО АПАРАТУ

Сівак І.М., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел.: (044) 527-82-33

Анотація – досліджено рух частинок мінеральних добрив в транспортуючому трубопроводі пневматичного висівного апарату розподільника, який працює в технологіях точного землеробства.

Ключові слова – рух, частинка, мінеральні добрива, повітряний потік, висівний апарат.

Постановка проблеми. На сучасному етапі розвитку технологій керованого землеробства, реалізацію внесення технологічних матеріалів доцільно проводити з використанням машин із пневматичними висівними апаратами. Такі машини мають сталу ширину захвату, високу рівномірність внесення технологічного матеріалу, порівняно з іншими розподільниками. На процес внесення, при використанні цих машин, не впливають такі фактори, як зміна рельєфу поверхні поля та погодні умови, тому що технологічний матеріал від бункера до точки розподілу транспортується по закритих трубопроводах.

Аналіз останніх досліджень. Для визначення правильного технологічного підходу до реалізації варійованого внесення матеріалів по ширині захвату такого розподільника, доцільно дослідити рух, наприклад, частинки мінеральних добрив у його пневматичному висівному апараті[1,4,5].

Постановка завдання. Аналітично описати рух частинок мінеральних добрив в транспортуючому трубопроводі пневматичного висівного апарату розподільника, який працює в технологіях точного землеробства.

Основна частина. Розглянемо рух частинки матеріалу S , масою m , радіусом R з об'ємною масою матеріалу γ_v в повітряному потоці транспортуючого трубопроводу радіусом r (рис. 1) пневматичного висівного апарату.

Швидкість повітряного потоку, яка діє по висі труборіводу, рівна

$$V_{n\max} = \sqrt{\frac{2H_{\text{дин}}}{\gamma_n}}, \text{ м / с} \quad (1)$$

де $H_{\text{дин}}$ – динамічний напір, кгс/м²;

γ_n – об’ємна вага повітря повітряного потоку, кг/м³.

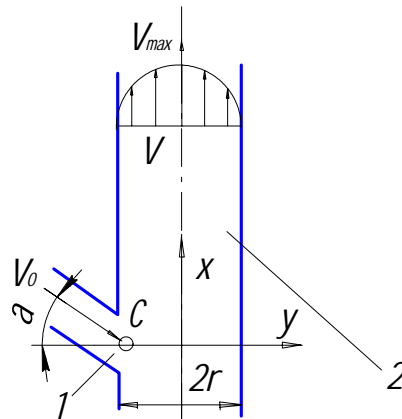


Рис. 1. Рух частинки добрив С в транспортуючому трубопроводі:
1 – дозуючий пристрій; 2 – транспортуючий трубопровід.

Частинка С потрапляє у транспортуючий трубопровід з деякою початковою швидкістю V_0 , яка спрямована під деяким кутом α до горизонту.

Вздовж осі транспортуючого трубопроводу, в напрямку руху частинки направимо вісь x , перпендикулярно до неї, в напрямку поперечного переміщення частинки по діаметру транспортуючого трубопроводу – вісь y .

Тоді проекції початкової швидкості на осі координат будуть рівні

$$V_{ox} = -V_0 \sin \alpha ; V_{oy} = V_0 \cos \alpha . \quad (2)$$

Максимальне значення швидкості повітряного потоку V_{\max} досягається вздовж осі транспортуючого трубопроводу.

Зміна швидкості по діаметру трубопроводу відбувається згідно залежності [1]

$$V_n = V_{n\max} \left[1 - \left(\frac{a}{r} \right)^{k_1} \right]^2, \quad (3)$$

де a – відстань від осі трубопроводу до точки, де знаходять значення швидкості повітряного потоку;

k_1 – коефіцієнт інтенсивності зміни швидкості потоку.

Причому, a може приймати значення від 0 (рух вздовж осі трубопроводу) до r (знаходження біля стінки трубопроводу).

На частинку мінеральних добрив у повітряному потоці транспортуючого трубопроводу діють сили (рис. 2): \bar{G} – сила тяжіння, $\bar{G} = mg$, де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; \bar{R} – сила тиску повітряного потоку на частинку мінеральних добрив.

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{R_x^2 + R_y^2}; \\ R_x &= k_n m (V_n - V_x)^2; \\ R_y &= -k_n m V_y^2, \end{aligned} \tag{4}$$

де k_n - коефіцієнт парусності частинки.

Тоді, відносний рух частинки мінеральних добрив в повітряному потоці описується векторним рівнянням [2, 3]

$$m \frac{d\bar{V}}{dt} = \bar{G} + \bar{R}, \tag{5}$$

або в проекціях на осі координат x і y плоскої системи координат:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{dV_x}{dt} &= R_x - G \\ m \frac{dV_y}{dt} &= R_y \end{aligned} \right\} \tag{6}$$

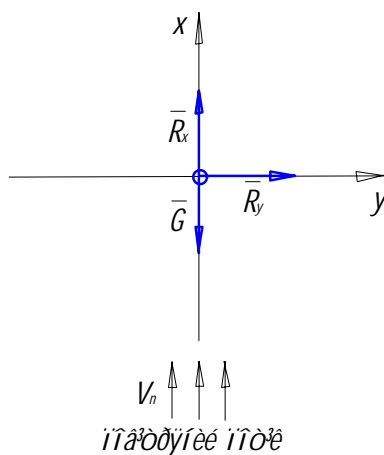


Рис. 2. Сили, які діють на частинку мінеральних добрив в повітряному потоці пневматичного висівного апарату.

Розглянемо рух частинки мінеральних добрив вздовж осі x , для цього розпишемо перше рівняння системи (6), із врахуванням (4)

$$\frac{dV_x}{dt} = k_n (V_n - V_x)^2 - g. \tag{7}$$

Рух частинки вгору можливий за умови

$$k_n (V_n - V_x)^2 - g > 0, \tag{8}$$

а отже

$$V_x < V_n - \sqrt{\frac{g}{k_n}}. \tag{9}$$

В критичному стані $V_{x_{кр}} = V_n - \sqrt{\frac{g}{k_n}}$. (10)

Розглянемо диференціальне рівняння (7). Розв'язавши його інтегруванням в межах $-V_0 \sin \alpha \dots V_1$, отримаємо

$$\sqrt{k_n g} t = \operatorname{arth} \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n - V_x) \right] - \operatorname{arth} \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n + V_0 \sin \alpha) \right], \quad (11)$$

після певних алгебраїчних перетворень з виразу (11), отримаємо

$$V_x = V_n - \sqrt{k_n g} t \left\{ \sqrt{k_n g} t + \operatorname{arth} \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n + V_0 \sin \alpha) \right] \right\}. \quad (12)$$

З врахуванням (9), умова руху частинки мінеральних добрив вгору матиме наступний вигляд

$$\sqrt{k_n g} t + \operatorname{arth} \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n + V_0 \sin \alpha) \right] > \operatorname{arth} \left(\frac{1}{k_n} \right). \quad (13)$$

Оскільки $V_x = \frac{dx}{dt}$, після підстановки у вираз (12), рівняння руху вздовж осі x , матиме вигляд інтегралу швидкості по часу

$$x = \int \left[V_n - \sqrt{k_n g} t \left\{ \sqrt{k_n g} t + \operatorname{arth} \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n + V_0 \sin \alpha) \right] \right\} \right] dt, \quad (14)$$

після інтегрування якого отримаємо

$$x = V_n t + \frac{1}{2} \ln \left\{ -1 + t \left[\sqrt{k_n g} t + \operatorname{arth} \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n - V_0 \sin \alpha) \right] \right] \right\} + \frac{1}{2} \ln \left\{ 1 + t \left[\sqrt{k_n g} t + \operatorname{arth} \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n - V_0 \sin \alpha) \right] \right] \right\} + c_1, \quad (15)$$

де c_1 – стала інтегрування, яка враховуючи початкові умови, дорівнює

$$c_1 = -\frac{1}{2} \ln \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n - V_0 \sin \alpha) - 1 \right] - \ln \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n - V_0 \sin \alpha) + 1 \right]. \quad (16)$$

Після підстановки (16) у (15), отримуємо рівняння, яке визначає рух частинки мінеральних добрив вздовж осі x

$$x(t) = V_n t + \frac{1}{2} \ln \left\{ -1 + t \left[\sqrt{k_n g} t + \operatorname{arth} \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n - V_0 \sin \alpha) \right] \right] \right\} + \frac{1}{2} \ln \left\{ 1 + t \left[\sqrt{k_n g} t + \operatorname{arth} \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n - V_0 \sin \alpha) \right] \right] \right\} - \frac{1}{2} \ln \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n - V_0 \sin \alpha) - 1 \right] - \frac{1}{2} \ln \left[\sqrt{\frac{k_n}{g}} (V_n - V_0 \sin \alpha) + 1 \right]. \quad (17)$$

Далі розглянемо рух частинки мінеральних добрив вздовж осі y , який згідно виразу (5) описується

$$\frac{dV_y}{dt} = -k_n V_y^2 \quad (18)$$

Після інтегрування (18) отримуємо функцію проекції швидкості частинки мінеральних добрив на вісь y з часом:

$$V_y = \frac{V_0 \cos \alpha}{1 - k_n V_0 \cos \alpha t} \quad (19)$$

Оскільки $V_y = \frac{dy}{dt}$, то після підстановки в (19) і інтегрування виразу, отримуємо рівняння руху частинки мінеральних добрив вздовж осі y , тобто, перпендикулярно напрямку руху повітряного потоку:

$$y = -\frac{\ln(1 - k_n \cos \alpha t)}{k_n} + c_2 \quad (20)$$

де c_2 – стала інтегрування, яка при початкових умовах: $t = 0; y = 0$ дорівнюватиме $c_2 = 0$.

Тоді:

$$y = -\frac{\ln(1 - k_n V_0 t \cos \alpha)}{k_n} \quad (21)$$

Як видно з рівнянь 12, 15, 17, швидкість переміщення частинки мінеральних добрив в повітряному потоці транспортуючого трубопроводу, залежить від її коефіцієнта парусності (рис. 3).

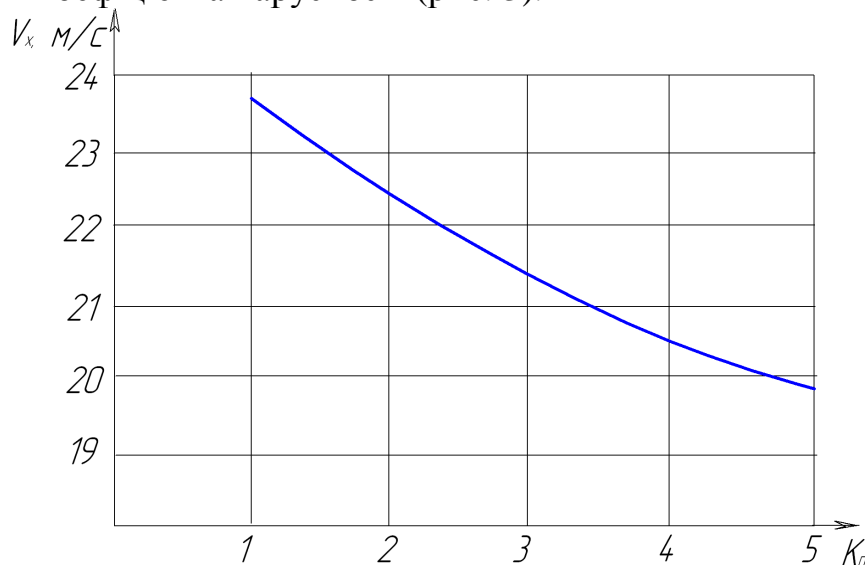


Рис. 3. Залежність швидкості переміщення частинки мінеральних добрив по вертикальній вісі координат від її коефіцієнта парусності у транспортуючому трубопроводі.

Висновок. Отже рух частинки мінеральних добрив в повітряному потоці пневматичного висівного апарату, описується системою рівнянь, що об'єднують рівняння (17) та (21). В зв'язку з різними швидкостями переміщення частинок мінеральних добрив в транспортуючому трубопроводі – точки їх контакту з поверхнею подільника діляльної головки, будуть різними.

Література

1. *Первухин В.Г.* Горизонтальное транспортирование семян потоком высокой концентрации: Автореф. дисс... канд. техн. наук / *В.Г. Первухин*. – М., 1989. – 20 с.
2. *Бать М.И.* Теоретическая механика в примерах и задачах / *Бать М.И., Джанилидзе Г.Ю., Кельзон А.С.* – М.: Наука, 1972. Т. 2. – 624 с.
3. *Бутенин Н.В.* Курс теоретической механики / *Бутенин Н.В., Луну Я.Л., Меркин Д.Р.* – М.: Наука, 1979. – Т. 2. – 461 с.
4. *Василенко П.М.* Об уравнениях транспортировки частиц в сопротивляющихся средах / *П.М. Василенко* // Доклады ВАСХНИЛ. – 1970. – №4. – С. 44–46.
5. *Василенко П.М.* Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / *П.М. Василенко*. – К.: УАСХН, 1960. – 283 с.

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦ
МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ В ВОЗДУШНОМ ПОТОКЕ
ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА**

Сивак И.Н.

Аннотация

Исследовано движение частиц минеральных удобрений в транспортирующем трубопроводе пневматического высевающего аппарата распределителя, который работает в технологиях точного земледелия.

**THEORETICAL RESEARCH OF MOTION OF PARTICLES OF
MINERAL FERTILIZERS AT AIR STREAM OF PNEUMATIC
SOWING APPARATUSES**

I. Sivak

Summary

The motion of particles of mineral fertilizers in the conveying pipe pneumatic sowing apparatuses distributor who works in technology for precision farming.



УДК 621.436.004.67

АГРЕГАТ ДЛЯ РЕМОНТУ ДВИГУНІВ

Паніна В.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-20-74

Анотація – у статті розглядається питання створення багатофункціонального агрегату для ремонту сільськогосподарської техніки в фермерських господарствах.

Ключові слова – ремонт, двигун, агрегат, варіатор, вантажопідійомний механізм.

Постановка проблеми. Ремонт і технічне обслуговування засобів механізації в фермерських господарствах, як правило, здійснюється власними силами. Прості у виготовленні і експлуатації агрегати для ремонту фермерської техніки відсутні, тому створення таких агрегатів актуально.

Аналіз останніх досліджень. Низька ефективність вітчизняних фермерських господарств обумовлена зростанням цін на техніку, недостатньою матеріальною підтримкою з боку держави, ризику самостійного ведення господарювання в умовах постійного росту цін на паливно-мастильні матеріали, відсутністю відповідного кредитування, великою різницею між цінами по закупівлі сільськогосподарської продукції і витратами на її виробництво.

Формування цілей статті. Розроблення багатофункціонального агрегату для ремонту двигунів в фермерських господарствах, який дає можливість власними повністю механізувати весь процес ремонту: від розбирання до обкатки і випробування.

Основна частина. Найбільше поширені стенди для обкатки двигунів конструкції ГОСНИТИ (рис.1), що складаються з електродвигуна, який балансірно встановлений на двох опорах. Це забезпечує зняття гальмівного моменту. Двигун асинхронного типу з фазовою обмоткою ротора дозволяє використовувати його в трьох режимах: двигунному, електрогальмівному і генераторному з широким діапазоном змінювання частоти обертання і моменту. Робота двигуна в режимі електродвигуна: балансірна машина споживає енергію з електромережі і перетворює її в механічну роботу, використовується при холодній обкатці двигуна. Для роботи машини в електрогальмівному

режимі її треба обертати стороннім двигуном, що обкатується, в напрямку зворотнього обертання в двигунному режимі (при гарячій обкатці двигуна з навантаженням). При роботі в генераторному режимі машина перетворює механічну роботу електродвигуна, що приводиться в рух двигуном, який обкатується, в електричну енергію.

Стенд оснащено силовимірювальним механізмом, пультом керування з вимірювальними і контрольними приладами, рідинним реостатом, баком для палива, пристрою для з'єднання двигуна з електромашиною. Недолік стендів такого типу велика електроємність, виконання тільки однієї функції – обкатки двигунів. Для встановлення і зняття двигунів треба вантажопідйомний механізм. Додатково потрібен стенд для розбирання і складання двигунів, наприклад як на рис.2.

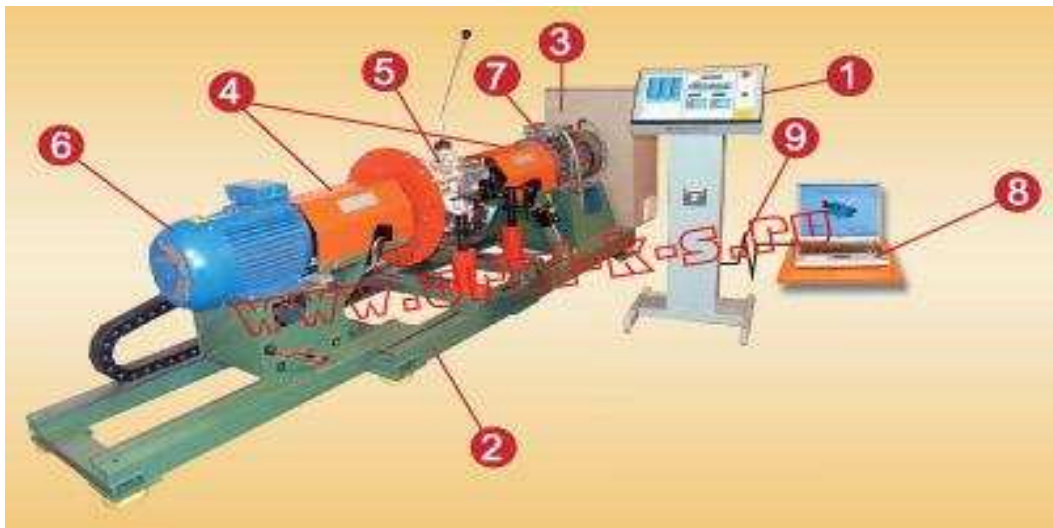


Рис. 1. Стенд для обкатки двигунів ГОСНИТИ (КС-02).



Рис.2. Стенд для розбирання і складання двигунів.

Універсальний багатofункціональний стенд (патент ТДАТУ №45381 МПК2009 F02d79/00) [1, 2] (рис.3) призначено для розбирання, складання, обкатки і випробування двигунів з можливістю їх знімання з трактора і встановлення на стенд.

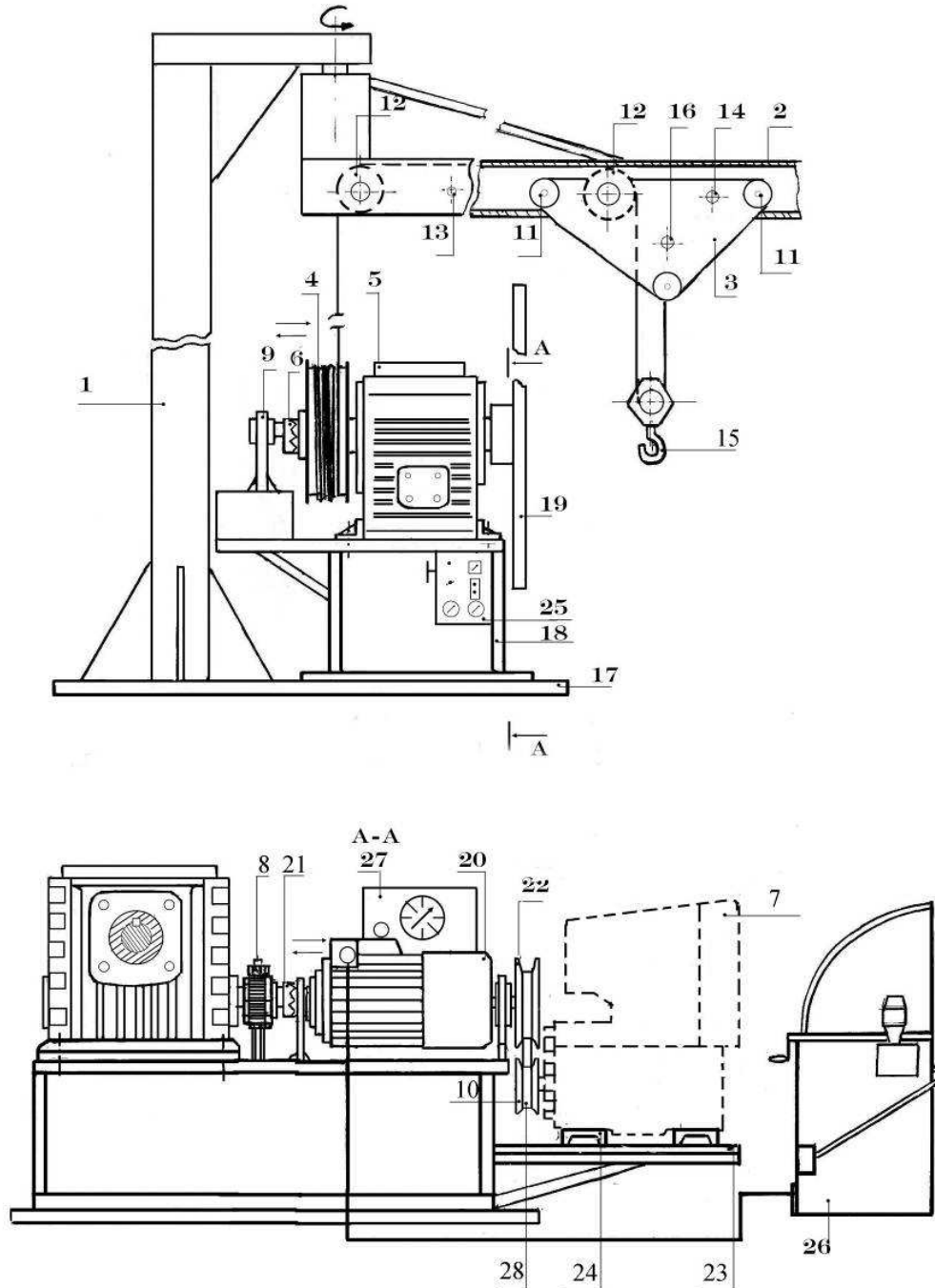


Рис. 3. Універсальний багатofункціональний стенд.

Недоліки цього агрегату в складності вантажопідйомного механізму і його експлуатації (переміщення каретки вручну), великій металоемкості і енергоємності. Встановлення електродвигуна балансирно ускладнює конструкцію, при цьому можна використовувати тільки

асинхронний двигун з фазовою обмоткою ротора. Ці недоліки відсутні в багатофункціональному агрегаті, запропонованому в роботі [3], (рис.4).

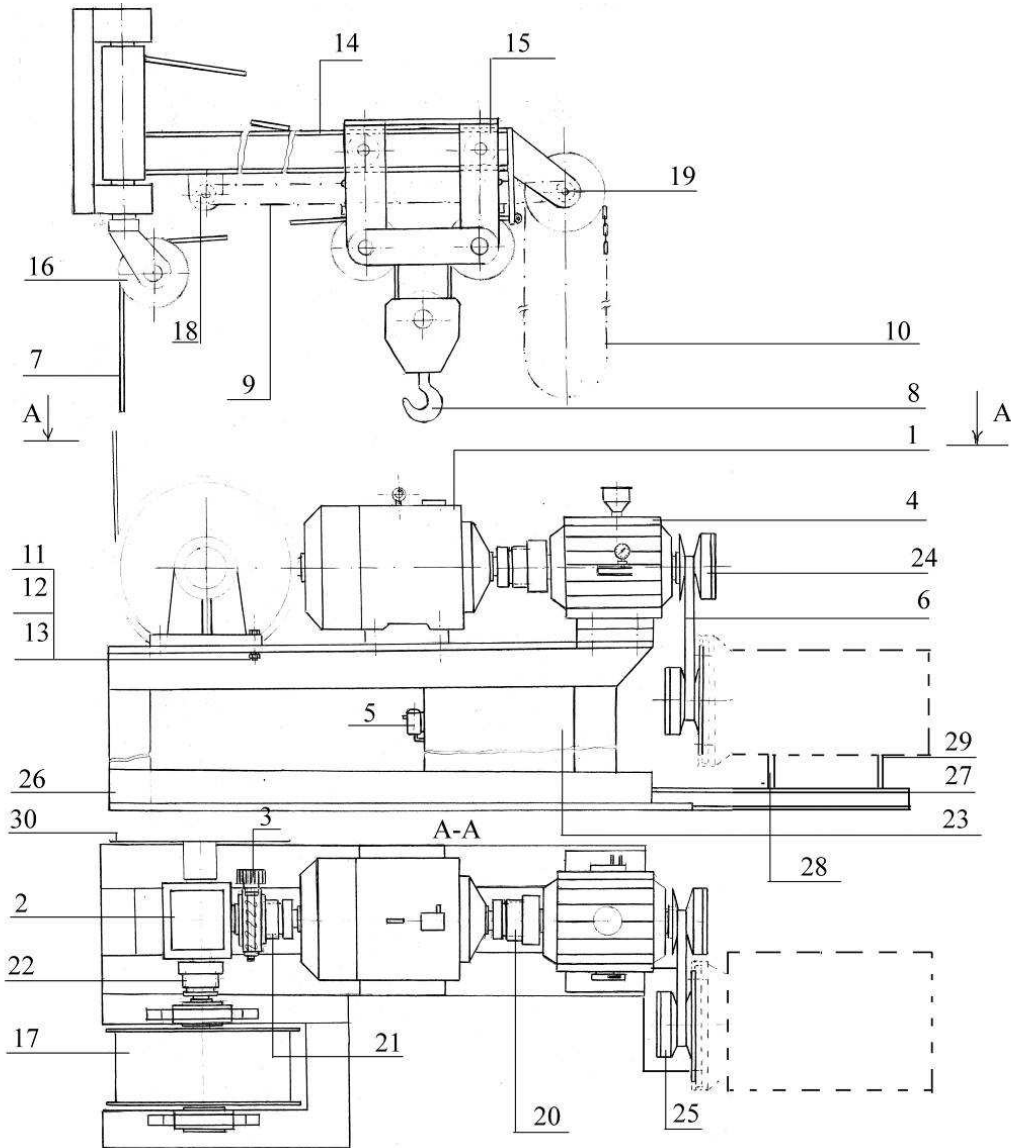


Рис. 4. Багатофункціональний агрегат.

Багатофункціональний агрегат складається з трьох механізмів, що об'єднані в одну кінематичну схему. Це вантажопідйомний механізм, пристосування для розбирання і складання двигунів і обкатно-гальмівний стенд. Привід всіх механізмів здійснюється від електродвигуна 1. Вантажопідйомний механізм має консольно-поворотну стрілу 14, по якій переміщується каретка 15 за допомогою тягового ланцюга 9 зірочок 18, що приводяться в дію приводною зірочкою 19 ланцюгом 10. Механізм підйому включає в себе канат 7 блок 16 крюкову підвіску 8 , барабан для намотування канату 17, встановлений на стій-

ках. Вал барабана 17 приєднується до редуктора 2 зубчастою муфтою 22 і приводиться в рух двигуном 1.

Пристосування для розбирання і складання двигунів представляє собою поворотний диск 29, до якого кріпиться двигун, що приводиться в дію від електродвигуна 1, що приєднується муфтою 21 до редуктора 2, на веденому валу якого встановлено диск 30.

Обкатно-гальмівний стенд встановлено на раму 27, на якій закріплено електродвигун 1, що приєднується до порошкового гальма 4 зубчастою муфтою 20. На протилежному кінці вала порошкового гальма встановлено ведучий шків 24 клиноремінного варіатора, а ведений 25 прикрючується до маховика двигуна, що обкатується. Двигун встановлюється на гумові подушки 29 і кріпиться до рейок 28 з пазами, які встановлені на додатковій рамі 27, що теж має пази, перпендикулярні пазам рейок, що забезпечує відповідне встановлення двигуна. Для подачі води в порошок гальмо призначені бак 23 і водяна помпа 5.

Керування агрегатом здійснюється за допомогою шафи, в якій розташовані автотрансформатор, для управління порошковим гальмом, пускові автомати, захисні пристрої, датчики температури, тиску в системах двигуна. Керування вантажопідйомним механізмом може бути також за допомогою виносного пульта, який приєднано до шафи.

Недолік цього агрегату: низький коефіцієнт корисної дії з-за використання в конструкції черв'ячного редуктора, він може використовуватись тільки для двигунів потужністю до 30 кВт. Консольно-поворотний вантажопідйомний механізм доволі складний, при цьому велике навантаження на підшипники, що скорочує їх строк експлуатації.

Усунути вказані вище недоліки можливо при використанні в конструкції стенда планетарного редуктора замість черв'ячного, що підвищить ККД і всі вузли стенда будуть розташовані на одній осі, що дасть можливість відмовитись від консольно-поворотного вантажопідйомного механізму, замінивши його на більш простий. Аналіз використання клиноремінних передач і варіаторів [4] показує що вони здатні передавати значні потужності, так, наприклад клиноремінна передача, яка виконує функції і муфти зчеплення в комбайні «Дон» передає потужність 162 кВт, варіатор автомобіля ДАФ-55 -73 кВт. Пропонується розповсюдити використання стенда і на двигуни тракторів класу 1,4 потужністю до 60 кВт.

Кінематична схема стенду, що пропонується, приведена на рис.5.

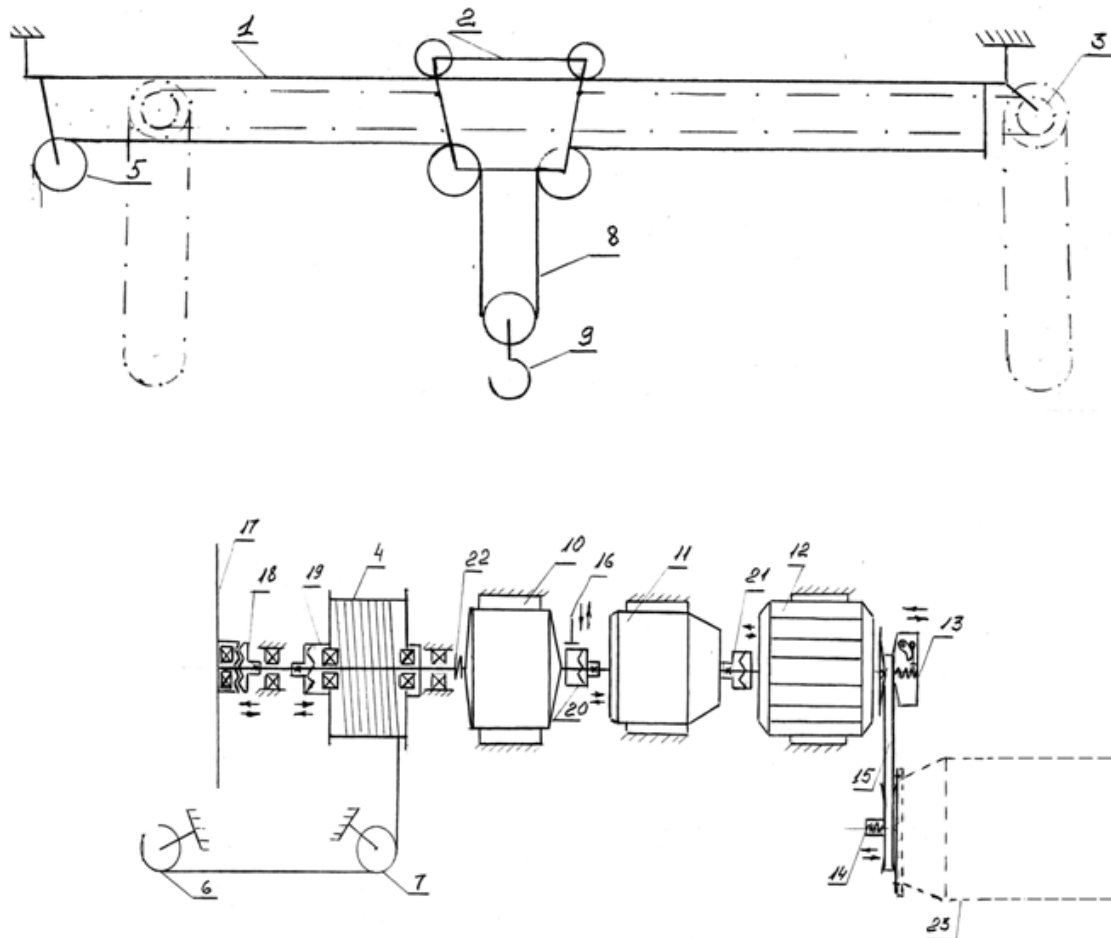


Рис. 5. Кінематична схема станда для ремонту і обкатки двигунів: 1- монорейка, 2- каретка, 3- механізм переміщення каретки, 4- барабан, 5, 6,7 – направляючі блоки, 8- канат, 9- гак, 10- редуктор, 11- електродвигун, 12- порошкове гальмо, 13- ведучий шків варіатора, 14- ведений шків варіатора, 15- клиновий ремінь, 16- електромагнітне гальмо, 17- фланець, 18-,19,20,21- зубчаті муфти, 22- муфта, 23- двигун, що обкатується.

Висновки. Розроблено стенд для ремонту тракторів, що дозволить повністю механізувати розбирання, складання і обкатку двигунів, при його використанні зникає необхідність в вантажопідйомному засобі, який є в конструкції. Використання в приводі стану планетарного редуктора з коефіцієнтом корисної дії 0,95 замість черв'ячного редуктора в аналогу (ККД 0,73) дозволить не тільки підвищити загальний коефіцієнт корисної дії стану, але й розташувати всі вузли поспідовно на одній осі і замінити консольно-поворотний вантажопідйомний механізм на монорейку, що значно спростить конструкцію і підвищить строк її служби.

Загальний показник ефективності нового стану на 12% вищий, чим в аналога і з його допомогою можна розширити клас тракторів до

1,4, двигуни яких можна ремонтувати.

Література

1. Патент №45381, (51) МПК (2009), F02В 79/00, опубл. 10.11.09, Бюлетень №21. Універсальний багатофункціональний стенд для ремонту двигунів. *Паніна В.В., Асанов Р.Г.*
2. *Паніна В.В.* Універсальний, багатофункціональний стенд для ремонту двигунів/ *В.В. Паніна, Р.Г. Асанов*//Збірник наукових праць магістрантів та студентів ТДАТУ механіко-технологічного факультету. - Вип. 8, Т. 1, Ч. 1– Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – С.86...90.
3. *Паніна В.В.* Розрахунок і обґрунтування параметрів універсального багатофункціонального стенду для ремонту техніки в фермерських господарствах/ *В.В. Паніна, В.К. Любко.* - Праці ТДАТУ. Вип. 10, т. 2– Мелітополь, 2010. – С.131-137.
4. *Пронин Б.А.* Бесступечатые передачи (вариаторы)/ *Б.А. Пронин, Г.А. Ревков* - изд. 3-е перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1980. - 320 с.

АГРЕГАТ ДЛЯ РЕМОНТА ДВИГАТЕЛЕЙ

Панина В.В.

Аннотация

В статье рассматривается вопрос разработки многофункционального агрегата для ремонта сельскохозяйственной техники в фермерских хозяйствах.

UNIT REPAIR FOR ENGINES

V. Panina

Summary

A question of creation of the multipurpose unit for agricultural machinery repair in farms is considered in article.



УДК 620.9.004:003.13

АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ РЕМОНТУ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ВІБРОДУГОВОГО НАПЛАВЛЕННЯ

Новік О.Ю.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619)42-20-74

Анотація – робота присвячена техніко-економічному обґрунтуванню доцільності використання вібродугового наплавлення при ремонті деталей за допомогою аналітичного моделювання за фактором часу.

Ключові слова - аналітичне моделювання, фактор часу, вартісна оцінка, результат, витрати, ефект, ефективність.

Постановка проблеми. При визначенні економічної доцільності використання способів ремонту деталей, доцільно використовувати такі параметри, які вказують на ефективність способу, що аналізується, протягом часу.

Аналіз останніх досліджень. Існуючі способи оцінки ефективності використання способів ремонту деталей не надають можливості зробити оцінку застосовності способів до умов підприємства та зробити висновок в часовому параметрі того чи іншого способу відновлення деталі.

Формування цілей статті. Ціллю статті є аналітичне визначення ефективності використання вібродугового наплавлення при ремонті деталей.

При визначення ефективності використання вібродугового наплавлення при ремонті деталей необхідно:

- розробити методи визначення вартісних параметрів аналітичних способів з урахуванням фактору часу;
- розробити матрицю для аналітичного визначення часових параметрів, які характеризують ефективність способів відновлення деталей.

Основна частина. Для аналітичного моделювання на базі характеристики способів ремонту деталей [1] пропонується визначити вартісну оцінку результатів (P_i) за наступною залежністю

$$P_i = C_{vi} \cdot K_p \cdot \alpha_i, \quad (1)$$

де $C_{\text{вi}}$ – питома собівартість аналізованого i -го способу, грн./м²;
 K_p – коефіцієнт рентабельності ($K_p = 1,25$);
 α_t – коефіцієнт, що враховує фактор часу.

Для визначення додаткових питомих витрат (ΔK) використовується залежність [3], яка дозволяє визначити обсяг робіт, що забезпечить нульову рентабельність (W_0)

$$W_0 = \frac{\Delta K \cdot \alpha_{tj}}{\left(1 - \frac{C_{\text{п}}}{P_t}\right) \cdot \alpha_{tj}}; \quad (2)$$

при $\alpha_{tj} = 1$ залежність (2) має вигляд

$$W_0 = \frac{\Delta K}{1 - \frac{C_{\text{п}}}{P_t}}. \quad (3)$$

При ($W_0 = P_t$) та рентабельності способу 0,25, залежність (3) має вигляд

$$W_0 = P_{t_i} = \frac{\Delta K}{1 - 0,8}. \quad (4)$$

Таким чином,

$$\Delta K = P_{t_i} \cdot 0,2. \quad (5)$$

Так для способу відновлення поверхні вібродуговим наплавленням, при $\alpha_{tj} = 1$, початкові дані наступні [1]: $C_{\text{вi}} = 40$ грн/м².

Таким чином, додаткові капітальні вкладення складуть

$$\Delta K = 40 \cdot 1,25 \cdot 0,2 = 10 \text{ грн/м}^2$$

Коефіцієнт, що враховує фактор часу α_t визначається за пропозицією [2]

$$\alpha_t = (1 + E_n)^{t_p - t_j}, \quad (6)$$

де E_n – норматив ефективності додаткових капітальних вкладень ($E_n = 0,1$);

t_p – розрахунковий рік;

t_j – результати і витрати, що зведені до розрахункового періоду.

Результати розрахунків α_t наведені в таблиці 1.

Витрати на реалізацію запропонованого способу відновлення з урахуванням фактору часу

$$Z_t = \sum_t^{t_k} (\Delta K + C_{\text{в}}) \alpha_{tj}. \quad (7)$$

Так наприклад, для умов, що передбачають розробку технологічної пропозиції з вібродугового наплавлення за рік до початку використання запропонованого способу, коефіцієнт, що враховує фактор часу $\alpha_t = 1,1$.

Таблиця 1 – Результати розрахунків α_t

Кількість років попередніх розрахунковому року	α_t	Кількість років, які проходять за розрахунковим роком	α_t
10	2,5937	1	0,9091
9	2,35,79	2	0,8264
8	2,1436	3	0,7513
7	1,9487	4	0,6830
6	1,7716	5	0,6209
5	1,6105	6	0,5645
4	1,4641	7	0,5132
3	1,3310	8	0,4665
2	1,210	9	0,4241
1	1,100	10	0,3855
0	1,000	11	0,3505

Таким чином,

$$P_t = 0 \cdot 1,1 = 0;$$

$$Z_t = 10 \cdot 1,1 = 11 \text{ грн./м}^2.$$

Аналогічно виконуються розрахунки для інших років і результати наводяться в таблиці 2

Таблиця 2 – Матриця аналітичного визначення часових параметрів відновлення поверхні методом вібродугового наплавлення

Показник	Рік								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вартісна оцінка результату, грн./м ²	-	50	50	50	50	50	50	50	50
Інтегральна вартісна оцінка результату P_t , грн./м ²	-	50	90,9	116,4	125,1	119,6	105,3	87,7	70,6
Вартісна оцінка одночасних витрат, ΔK , грн./м ²	10	-	-	-	-	-	-	-	-
Вартісна оцінка поточних витрат, грн./м ²	-	40	40	40	40	40	40	40	40
Інтегральна вартісна оцінка, Z_t , грн./м ²	11,0	51,0	82,7	101,4	106,3	99,9	86,9	71,6	57,3
Фактор часу, α_t	1,1	1,0	0,9091	0,8264	0,7513	0,6830	0,6209	0,5645	0,5132
Ефект, грн./м ²	-11,0	-1,0	8,2	15,0	18,8	19,7	18,4	16,0	13,4

Аналіз табл. 1 свідчить, що ефективність використання вібродугового наплавлення при рентабельності 25% складає 6 років.

Висновки. Запропонована аналітична модель дає можливість встановити строк ефективного використання того чи іншого способу відновлення поверхні деталі, що ремонтується, при будь-якій рентабельності способу.

Література

1. *Маслов Н.Н.* Качество ремонта автомобилей – М : Транспорт, 1975.- 375с
2. *Попов Ю.М.* Обоснование допустимых затрат на приобретение сложной техники при фирменном обслуживании.// - Механизация и электрификация сельского хозяйства. № 5...6, 1992.

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ РЕМОНТА ДЕТАЛЕЙ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ВИБРОДУГОВОГО НАПЛАВЛЕНИЯ

Новік О.Ю.

Анотація

Работа посвящена технико-экономическому обоснованию целесообразности использования вибродуговой наплавки при ремонте деталей с помощью аналитического моделирования по фактору времени.

ANALYTICAL MODEL OF DEFINITION OF ECONOMIC FEASIBILITY OF REPAIR OF DETAILS AT USE SURFACING UNDER A LAYER OF A FLUX

A. Novik

Summary

The work is devoted to the feasibility report on expediency of use surfacing under a layer of a flux at repair of details by means of analytical modeling behind the factor of time.

ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МАШИНИ ДЛЯ САДІННЯ ПІДЩЕП ПЛОДОВИХ КУЛЬТУР

Чижиков І.О.,

Антонова Г.В.,

Чижиков О.І.,

Буденко С.Ф., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42-24-36

Анотація – в статті наведено аналіз функціональної моделі процесу садіння підщеп та основних елементів конструкції садильної машини, що забезпечують її функції, що є передумовою до обґрунтування конструктивно-технологічної схеми садильного апарату даної машини.

Ключові слова – функціональна модель, садіння підщеп, дисковий садильний апарат.

Постановка проблеми. Садіння підщеп відноситься до найбільш трудомістких операцій в технологічному процесі вирощування саджанців. На сьогодні, серед засобів механізації садіння підщеп можна виділити три основні марки машин: СШН-3, СПН-4[1] та МПП-4[2,3] (рис.1). Остання машина була розроблена в ДПКТІ «Плодмашпроект».

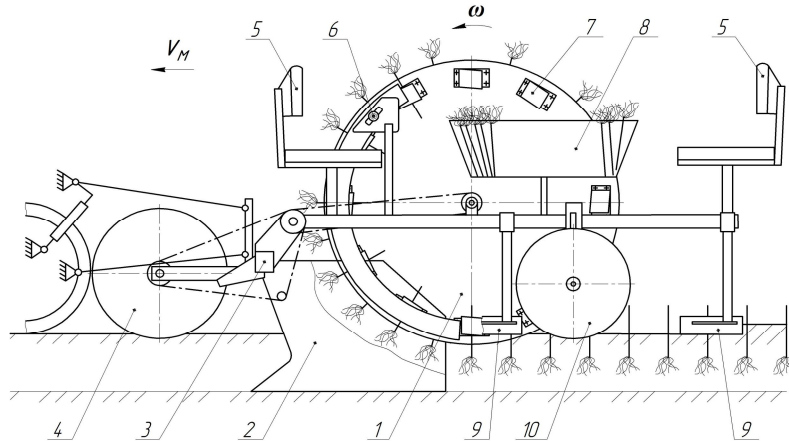


Рис.1. Схема секції машини для садіння підщеп МПП-4:

- 1 – диск садильного апарату; 2 – сошник; 3 – рама; 4 – опорне колесо;
5 – сидіння садильника; 6 – копір; 7 – захват; 8 – накопичувач рослин;
9 – загортачі; 10 – притискний коток.

При проведенні виробничої перевірки експериментального зразка даної машини в ДПДГ «Мелітопольське» було встановлено, що садильний апарат даної машини не забезпечує якість садіння підщеп за показником їх відхилення від вертикальної осі і має бути удосконаленним[4].

Мета роботи. Визначення ступеня впливу конструктивних елементів садильної машини на якість садіння підщеп плодових культур.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Для усунення виявлених недоліків садильного апарату машини МПП-4 в [4] було розроблено функціональну модель процесу садіння підщеп, яка вміщує основні і допоміжні функції, які забезпечують процес садіння та встановлено їх вагомості у виконанні загального функціонального призначення робочих органів. (рис.2). Методом експертної оцінки встановлені вагомості даних функцій і виявлено, що $F_1 = 30,8\%$, $F_2 = 3,7\%$, $F_3 = 54,3\%$, $F_4 = 11,2\%$, тобто на якість садіння підщеп суттєвий вплив мають функції F_1 та F_3 .

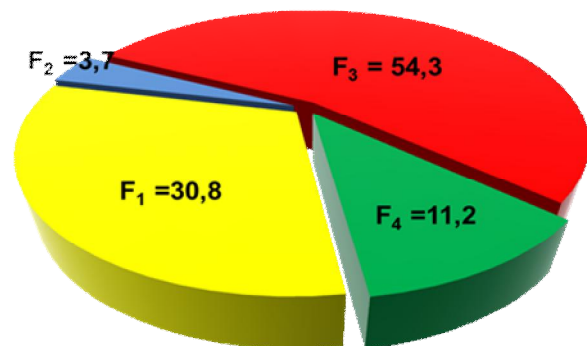
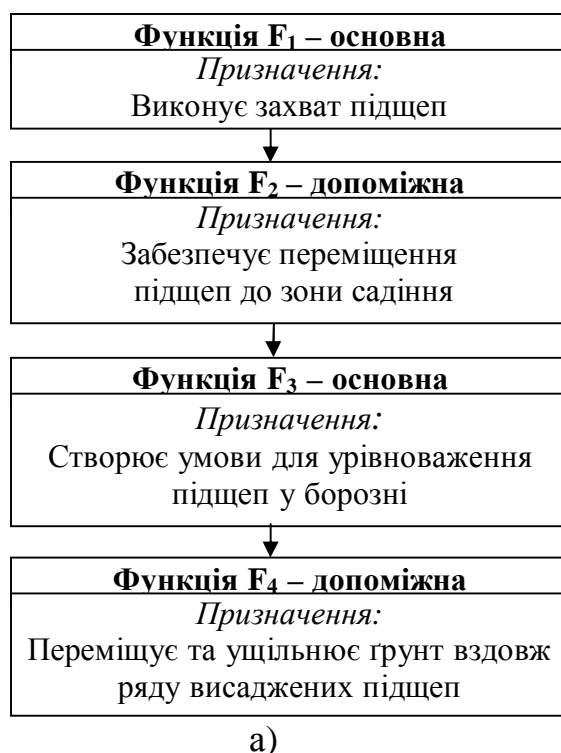


Рис. 2. Функціональна модель процесу садіння підщеп (а) та вагомості її функцій (б).

Для того, щоб визначити, які зміни необхідно внести в конструкцію садильної машини, необхідно встановити відповідність елементів садильної машини функціям розробленої моделі.

Основна частина. В основу функціонального аналізу конструкції садильної машини МПП-4 покладено метод функціонально-

фізичного аналізу технічних об'єктів [5]. Представимо структуру робочих органів секції садильної машини у вигляді технічного об'єкта (ТО). Використовуючи даний метод можна застосувати принцип виділення і розглядання структур ТО з дворівневою ієрархією, тобто будь-який ТО можна розділити на кілька елементів, кожний з яких має певні функції по забезпеченню роботи всього ТО. Процес садіння забезпечується за рахунок спільної взаємодії робочих органів у вигляді сошника, садильного апарату та загортаючих органів.

Розглянемо більш детально причини виникнення такого недоліку, як незабезпечення якісного садіння підщеп за параметром їх відхилення від вертикальної вісі. На нашу думку він пояснюється наступними причинами.

По-перше, процес вкладання садильником підщеп до захвата є стохастичним процесом, тобто в якому положенні садильник вклав підщепу в захват, в такому положенні вона і потрапить до борозни. Тут мається на увазі орієнтування підщепи в захваті по відношенню до радіусу диску, яке залежить від фізіологічних можливостей садильника та його уваги, тобто людського фактору.

По-друге, якби не намагався садильник для дотримання вертикальності садіння вкласти підщепу паралельно радіусу диску, валок ґрунту, утворений прикочуючими катками поверне висаджену підщепу від вертикального положення на деякий кут в сторону руху машини [6,7].

Тому, на нашу думку, для урівноваження підщепи в борозні до значення, визначеного згідно нормативних вимог, підщепу в момент потрапляння до борозни повинна бути нахилена під певним кутом в протилежному напрямку руху машини. А цього можливо досягти тільки за допомогою додаткових функціональних елементів в конструкції садильного апарату, які будуть орієнтувати підщепи до борозни в певному положенні, минувши людський фактор.

Для того, щоб виявити, яке призначення виконують функціональні елементи прототипу у функціональній моделі проведемо її аналіз. Аналіз функціональної моделі процесу садіння та основних елементів прототипу, що забезпечують її функції (табл. 1.) виконано за методикою, викладеною в [99], виділивши основні та другорядні елементи робочих органів і елементи навколишнього середовища (елементів, які сприймають дію - підщепу V_1 та ґрунт V_2), які в сукупності забезпечують процес садіння.

Проаналізувавши дані табл.1., можна стверджувати, що у прототипі відсутні функціональні елементи, які забезпечують функцію F_3 , основне призначення якої – створення умов для урівноваження підщеп у борозні.

Таблиця 1 - Аналіз функціональної моделі процесу садіння та основних елементів прототипу (МПП-4), що забезпечують її функції

Елемент		Функція	
Позначення	Найменування	Позначення	Опис
основний E ₁	Диск	F ₁	Транспортує підщепу V ₁ до ґрунту V ₂
основний E ₂	Захват		Забезпечує фіксацію підщепи V ₁ на диску E ₁
основний E ₃	Копір	F ₂	Забезпечує своєчасне закриття та відкриття захвата E ₂ з підщепою V ₁
основний E ₄	Сошник	F ₄	Нарізає посадкову щілину в ґрунті V ₂ та забезпечує осипання ґрунту V ₂ на підщепу V ₁ при розкритті захвату E ₂
основний E ₅	Загортач		Переміщує ґрунт V ₂ на підщепу V ₁ в борозні
основний E ₆	Прикочуючий каток		Ущільнює ґрунт V ₂ вздовж ряду висаджених підщеп V ₁

Аналіз функціональних елементів прототипу (табл. 1.) дає змогу, для забезпечення функції F₃ запропонувати встановлення в конструкцію садильного апарату нових функціональних елементів та надати кожному з них відповідну функцію. Серед нових функціональних елементів пропонується встановлення в конструкцію садильного апарату:

- гумового захвату та копіру зменшеного розміру для зменшення сил тертя між ними;
- підпружинених елементів кріплення копіру (плунжерних фіксаторів), для забезпечення садіння всіх типів підщеп (мається на увазі утримання в захваті підщеп різного діапазону діаметра та довжини);
- обмежуючих упорів, які розташовуються на диску біля кожного захвату під певним кутом відносно радіуса диска і задають положення, при якому підщепа потрапляє до ґрунту;
- орієнтуючого пристрою, який доводить кожну підщепу до упорів і тим самим забезпечує необхідне положення підщепи в момент випадання до борозни.

Аналіз функціональної моделі садіння з урахуванням нових функціональних елементів в конструкції прототипу, що в сукупності забезпечать її функції виконано аналогічно аналізу прототипу та представлено в табл. 2.2.

Таблиця 2 - Аналіз функціональної моделі процесу садіння з урахуванням нових елементів в конструкції прототипу, що забезпечать її функції

Елемент		Функція	
Позначення	Найменування	Позначення	Опис
1	2	3	4
основний E ₁	Диск	F ₁	Транспортує підщепу V ₁ до ґрунту V ₂
основний E ₂	Захват		Забезпечує фіксацію підщепи V ₁ на диску E ₁
основний E ₃	Копір	F ₂	Забезпечує своєчасне закриття та відкриття захвата E ₂ з підщепою V ₁
допоміжний E ₃₁	Плунжерні фіксатори		Зменшують тертя між захватом E ₂ та копіром E ₃
			Забезпечує необхідний зазор для утримання підщепи V ₁ між диском E ₁ та копіром E ₂
основний E ₄	Орієнтуючий пристрій	F ₃	Забезпечує доведення підщепи V ₁ до упорів E ₅
основний E ₅	Упори		Задають положення підщепи V ₁ потрапляючи до ґрунту V ₂ при розкритті захвата E ₂
основний E ₆	Сошник	F ₄	Нарізає посадкову щілину в ґрунті V ₂ та забезпечує осипання ґрунту V ₂ на підщепу V ₁ при розкритті захвату E ₂
основний E ₇	Загортач		Переміщує ґрунт V ₂ на підщепу V ₁ в борозні
основний E ₈	Прикочуючий каток		Ущільнює ґрунт V ₂ вздовж ряду висаджених підщеп V ₁

Таким чином, аналіз функціональної моделі показує, що функціональні елементи які забезпечують основні функції садіння F_1 та F_3 знаходяться в конструкції садильного апарату дискового типу.

Розроблена функціональна модель і та її аналіз дали змогу сформулювати основні вимоги до конструкції елементів садильного апарату:

1. Для забезпечення функції F_1 реалізувати елементи E_1 та E_2 . При цьому елемент E_2 повинний задовольняти такі показники ергономічності:

а) антропометричний – відповідність конструкцій, яка реалізує функцію положенню руки садильника, що подає підщепи до захватів;

б) фізіологічний – відповідність конструкції диска і захвата швидкісним можливостям садильника.

2. Для забезпечення функції F_2 реалізувати елементи E_1 , E_3 та E_{31} . Для цього елементи E_3 та E_{31} повинні мати відповідні регулювання.

3. Для забезпечення функції F_3 спільно реалізувати елементи E_4 , E_5 . Це означає конструктивну взаємодію елементів E_4 , E_5 , які:

а) мінімізують травмування тканин підщепи при її проходженні через дані елементи;

б) зададуть таке положення підщеп в захваті садильного апарату в момент його розкриття, при якому після впливу на висаджені підщепи валка ґрунту, утвореного внаслідок дії прикочуючих котків, їх відхилення від вертикальної осі не перевищуватиме 10° .

Висновки. Проведений функціональний аналіз конструкції машини для садіння підщеп плодових культур дозволив зробити наступні висновки:

1. В результаті аналізу функціональної моделі процесу садіння підщеп встановлено, що функціональні елементи, які забезпечують основні її функції знаходяться в конструкції садильного апарату дискового типу.

2. Проведений аналіз відповідності функціональних елементів конструкції садильного апарату МПП-4 функціям садіння, засвідчив про відсутність в його конструкції функціональних елементів, що забезпечують функцію F_3 . Для забезпечення даної функції визначені додаткові функціональні елементи садильного апарату та сформульовано основні вимоги до їх конструкції.

3. Для забезпечення показників якості висаджених підщеп, всі перераховані вище функціональні елементи повинні бути реалізовані в конструкції садильного апарату машини для садіння підщеп плодових культур.

Література

1. *Фришев С.Г.* Комплекс машин для розсадників / С.Г.Фришев // АПК: наука, техніка, практика. – 1990. - №9. - С. 18-19.
2. *Сафонов А.Ф.* Технологические параметры плодopитомнической сажалки МПП-4 / А.Ф. Сафонов // Техника в сельском хозяйстве.- 1992.- №4. -С. 20-21.
3. *Сафонов О.Ф.* Механізація вирощування плодoвих саджанців / О.Ф.Сафонов // Техніка в АПК. – 1997. - №2. - С. 26-27.
4. *Чижиков І.О.* Удосконалення засобів механізації для садіння підщеп плодoвих культур / І.О Чижиков // Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2009. - Вип.9, т.3. - С. 59-64.
5. *Половинкин А.И.* Основы инженерного творчества: учеб. пособие для студентов вузов / А.И. Половинкин.– М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
6. *Саньков С.М.* Обоснование параметров рабочих органов секции машины для посадки зимних прививок плодoвых культур: дис... канд. техн. наук: 05.20.01./ С.М Саньков. – Мелітополь, 1995. – 185 с.
7. *Шабанов М.Л.* Обоснование параметров сошника и рациональной компоновки рабочих органов лесопосадочной машины: дис... канд. техн. наук: 05.21.01 / М.Л. Шабанов; Воронеж. гос. лесотехн. акад. – Воронеж, 2002. - 152с.

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МАШИНЫ ДЛЯ ПОСАДКИ ПОДВОЕВ ПЛОДОВЫХ КУЛЬТУР

Чижиков И.А., Антонова Г.В., Чижиков А.И., Буденко С.Ф.

Аннотация

В статье приведен анализ функциональной модели процесса посадки подвоев и основных элементов конструкции машины по обеспечению ее функций, что является предпосылкой к обоснованию конструктивно-технологической схемы посадочного аппарата данной машины.

THE FUNCTIONAL ANALYSIS OF THE MACHINE FOR PLANTING OF STOCKS OF FRUIT CROPS

I. Chizikov, G. Antonova, A. Chizikov, S. Budenko

Summary

In article the analysis of functional model of process of landing of stocks and machine design basic elements on maintenance of its functions that is the precondition to a substantiation of the is constructive-technological scheme of the planting device of the given machine is resulted.



УДК 658.631.3

НАПРЯМИ ЗНИЖЕННЯ ПРОФЕСІЙНОГО РИЗИКУ В АПК

Рогач Ю.П., к.т.н.,

Комар А.С.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42-14-38

Анотація – стаття присвячена обґрунтуванню професійних ризиків, що виникають під час проведення робіт (зокрема механізованих) та напрямів їх зниження в сільському господарстві.

Ключові слова – професійний ризик, механізовані процеси, охорона праці, сільське господарство, потенційні небезпеки, нещасні випадки на виробництві.

Постановка проблеми. Розробка заходів для зниження існуючого рівня виробничого травматизму в сільському господарстві, зокрема серед механізаторів та водіїв транспортних засобів, є складними комплексними задачами, що потребують вирішення та проведення спеціальних наукових досліджень в цьому напрямку в найближчий час.

Аналіз останніх досліджень. Теоретичні та практичні підходи щодо оцінки професійних ризиків наведено у численних роботах українських [1-3] та зарубіжних вчених, що присвячені загальним питанням управління охороною праці та питанням соціального захисту працівників, зокрема у формі обов'язкового страхування від нещасних випадків на виробництві і професійних захворювань. Проблема комплексної оцінки ризику травмування на виробництві з урахуванням ймовірності нещасного випадку та тяжкості його наслідків для сільського господарства є актуальною.

До останнього часу показниками ризику в сільськогосподарському виробництві розглядали і аналізували лише коефіцієнти частоти та важкості виробничого травматизму.

Сьогодні показники ризику навіть для основних професій в виробничих процесах АПК відсутні, не розроблено класифікацію професій за критеріями ризику травмування та захворюваності на виробництві [1,2].

Формулювання цілей статті. Специфіка умов праці в АПК, зокрема механізаторів, визначає високий рівень ризику травмування. Питома вага травм із летальним результатом серед механізаторів ста-

новить 30% від усіх загиблих на виробництві в галузі, а показники травматизму серед механізаторів в 3,4 рази вище, чим в цілому по галузі сільського господарства [5].

Отже, існує необхідність у обґрунтуванні професійних ризиків для усунення їх надмірних рівнів, а також забезпечення надання працівникам пільг та компенсацій за виконання робіт в АПК в небезпечних та шкідливих умовах.

Основна частина. Словниковим значенням слова ризик є «можливість людських жертв та матеріальних втрат або травм і ушкоджень». Фахівці з надійності визначають ризик як «імовірність людських і матеріальних втрат або ушкоджень». У технічних термінах, наприклад, ризик будь-якої людини загинути в на протязі року. Але ризик може мати не смертельний результат, тому більше загальним є вираз:

$$\text{ризик} \left[\frac{\text{наслідок}}{\text{час}} \right] = \text{частота} \left[\frac{\text{подія}}{\text{одиниця_часу}} \right] \cdot \text{величина} \left[\frac{\text{наслідок}}{\text{подія}} \right]$$

Підхід до аналізу ризику звичайно, побудований на класичному принципі визначення відносних частот подій при тривалих випробуваннях чи спостереженнях.

Сьогодні виявлення та кількісна оцінка ризику, що виконується кваліфікованими фахівцями, є предметом обговорення громадськості. Схема проходження інформації показана на рис. 1.

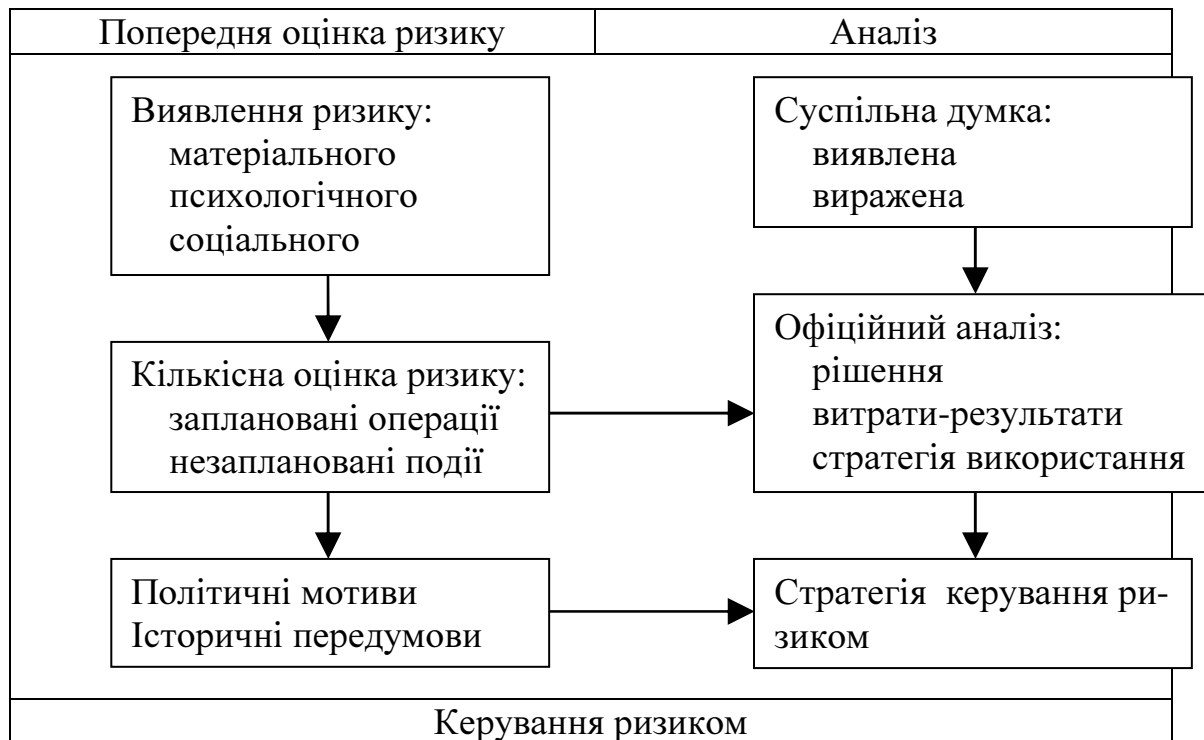


Рис. 1. Структурна схема проведення аналізу ризику [8].

У структуру включені психологічні і соціальні аспекти, іншими словами, такі поняття, як психологічне благополуччя індивідуума відповідно до його розуміння соціального ризику та вплив цих чинників на суспільство в цілому. Широко відомо, що суспільство вважає одиначні, але з важкими наслідками події менш прийнятними, чим велика кількість малих подій при тій же ступені ризику. Наведені приклади ілюструють розділ «суспільна думка» на рис.1.

Подібні спостереження є результатом застосування методології, що заснована на обліку відносини суспільства і яка служить для виявлення визначальних чинників сприйняття людьми технічних систем. Звичайно вважається, що позитивне відношення спрямоване на прийняття ризику, а негативне – на його відкидання [8].

Професії тракториста-машиніста (механізатора) та водія транспортних засобів сільськогосподарського виробництва у цей час, незважаючи на чисельне скорочення працюючих і парку машин, є однією з основних і найбільш масових у сільськогосподарському виробництві.

Зниження ризику травмування механізаторів АПК належить до складних проблем, вирішенням яких займається прикладна наука охорона праці. Необхідність застосування системного підходу до дослідження проблеми забезпечення безпечних умов праці механізаторів визначається характером технологічних процесів виробництва продукції рослинництва, що обумовлюють спільне функціонування біологічної ланки – людини і технічного засобу виробництва – машини, здійснюване в певних умовах виробничого середовища, яке частково формується природними процесами, а частково є продуктом виробничої діяльності людини (санітарно-гігієнічний стан на робочих місцях тракторів і комбайнів, стан внутрішньогосподарських доріг і мостів, виробничих приміщень та ін.).

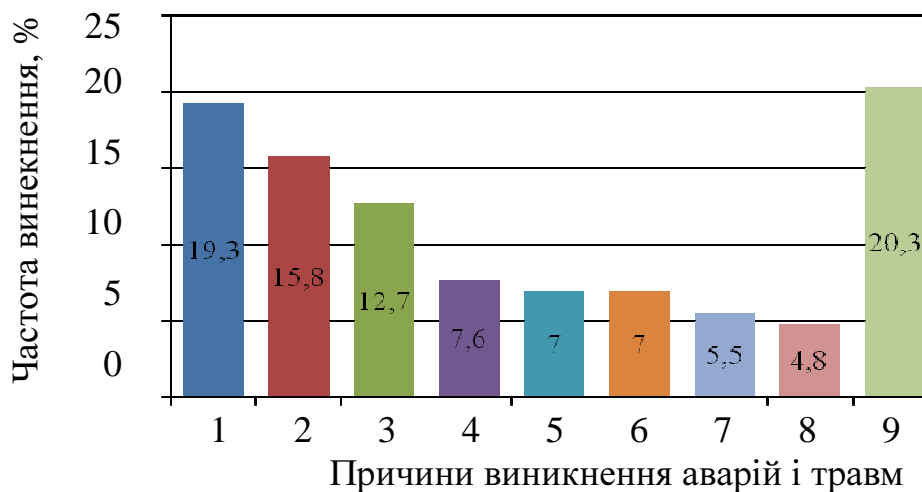
Виникаюча незгодженість між окремими елементами процесу та різко зростаюче при цьому число технічних і технологічних відмов змушено компенсувати додатковими фізичними і психологічними витратами людини як оператора системи, що неминуче приводить до зниження надійності виробничої діяльності та підвищенню рівня ризику травмування [5]

Широкого поширення професійні ризики в АПК набули під час швидкого рівня розвитку сільськогосподарського виробництва в Україні. Активне застосування високоенергетичної техніки і нових технологій, хімічних та біологічних речовин призвело до того, що майже у всіх сферах життєдіяльності сільські працівники зазнають впливу шкідливих і небезпечних виробничих чинників, ризикують здоров'ям та життям. З іншого боку ресурс наявної у сільськогосподарських підприємствах техніки практично вичерпано, після достатньо тривалого

(більше 10 років) терміну експлуатації вона морально та фізично застаріла, кількісно зменшився машинно-тракторний парк, виконання механізованих робіт своєчасно не забезпечується, що призводить до збільшення професійного ризику. Багато вчених та спеціалістів в галузі охорони праці впевнені, що уникнути ризикових ситуацій у сільськогосподарському виробництві України сьогодні практично неможливо.

За останні декілька років, співвідношення смертельного травматизму в сільському господарстві до загального по всіх галузях економіки України знизилося з 30% до 12% [6]. Деякі проблеми щодо зниження рівня виробничого травматизму за останні роки вже вирішені, але ризик нещасних випадків в АПК України все ж залишається високим, зокрема на механізованих процесах у рослинництві та тваринництві.

Досвід експлуатації сільськогосподарської техніки показав, що безпосередньо при обслуговуванні певних машин (МТА) з різних причин виникає значна кількість небезпечних - (аварійних і травмонезбезпечних) ситуацій з наслідками у вигляді аварій і травм працюючих (рис. 2).

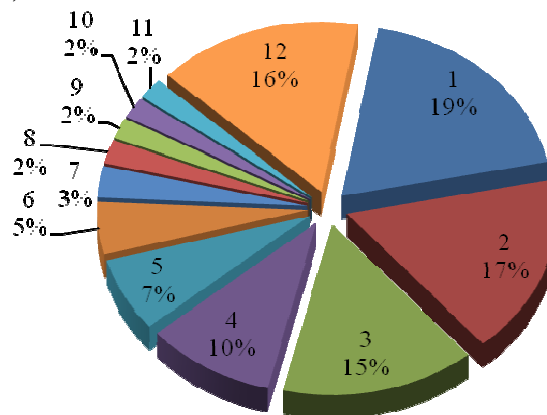


1. від удару інструментами об елементи конструкції;
2. падіння з гусениць, підніжок (посадка у кабіну, заправка, пуск двигуна);
3. падіння при вході чи виході з кабіни;
4. опіки від передчасного відкривання кришки радіатора;
5. притиснення людей трактором, що сталися при неправильному встановленні домкратів;
6. пошкодження зламаним інструментом;
7. удар обірваним тросом при буксируванні;
8. перекидання трактора;
9. в інших її ситуаціях.

Рис. 2. Причини виникнення аварій і травм при обслуговуванні тракторів у рослинництві [4].

Серед ситуацій, що спостерігаються, можна виявити найбільш типові – це перекидання транспортних засобів; наїзди транспорту на відпочиваючих у полі людей; дорожньо-транспортні пригоди (наїзди на людей, перешкоди, перекидання); захвати одягу або частин тіла рухомими деталями машин; падіння людей з трапів, драбин, транспортних засобів; удушення людей сипкими матеріалами (зерно, полова, ґрунт); опіки; ураження електричним струмом при пошкодженні ізоляції тощо. Аварійних ситуацій і травм на гусеничних тракторах порівняно із колісними виникає дещо більше [4].

Основні види подій, які призвели до нещасних випадків зі смертельним наслідком у сільському господарстві України мають наступний вигляд (рис. 3):



1. ДТП;
2. падіння людей;
3. обвалення матеріалів, породи, ґрунту та падіння предметів;
4. дія предметів і деталей, які рухаються;
5. ураження електричним струмом;
6. наїзд транспортних засобів на території виробничих ділянок;
7. дія шкідливих і токсичних речовин;
8. пожежі;
9. вибухи;
10. навмисне вбивство;
11. раптовий викид вугілля й газу;
12. інші.

Рис. 3. Основні види подій, які призвели до нещасних випадків зі смертельним наслідком на виробництві [7].

Роботи в АПК, що проводяться за участю тракторів, комбайнів та ін. сільськогосподарської техніки займають перші місця щодо виробничого травматизму зі смертельним наслідком. Найбільше травмуються працівники при проведенні ремонту, технічного обслуговування та регулювання машин та механізмів.

Для оцінки показників ризику виробничого травматизму при виконанні робіт на виробничому устаткуванні або окремих технологічних процесах, необхідні дані про кількість техніки і механізмів певного типу (марки) та кількість задіяних у роботі працівників. Інформацію про кількість і технічний стан сільськогосподарської техніки

можна отримати за підсумковими результатами їх технічного огляду. Сьогодні показники ризику при експлуатації сільськогосподарської техніки можна отримати як співвідношення кількості нещасних випадків на механізованих процесах сільськогосподарського виробництва до кількості мобільних сільськогосподарських агрегатів, у яких виявлено несправності. Також розрахунок професійних ризиків на механізованих виробничих процесах у сільському господарстві можна оцінювати поетапно за допомогою статистичного, аналогового, експертного та інших методів [6].

Нова система аналізу професійних ризиків в АПК має охопити певні наукові та інформаційні структури, страхові механізми, центри оцінки та обліку професійних ризиків. Далі потрібно сформуванню систему, що складається з взаємопов'язаних механізмів управління професійним ризиком в агропромисловому виробництві України.

Висновки. Для визначення професійного ризику слід використовувати методологічні підходи системного аналізу виробничих небезпек і методи інтегральної кількісної оцінки безпеки, що дозволяють отримати інформацію про рівень ризику травмування механізаторів, експлуатаційної надійності техніки та виробничого середовища.

Розроблення методики для кількісної оцінки відповідності технічних характеристик вузлів і складових частин сільськогосподарських машин вимогам безпеки, дозволять розрахувати величину зниження збитку від травматизму в АПК у зв'язку з підвищенням рівня безпеки системи.

Література

1. Войналович О.В. Концепція розроблення системи відстеження потенційних небезпек в АПК / Войналович О.В., Шеремет В.О., Железняк М.О. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 2. – С. 100-106.
2. Войналович О.В. Підходи щодо створення методології оцінення ризику травмування працівників на механізованих процесах в АПК / О.В. Войналович, М.М. Мотрич // Електротехніка і механіка, 2007. – № 1. – С. 93101.
3. Гогіташвілі Г.Г. Оцінювання професійного ризику в галузях сільськогосподарського виробництва України / Г.Г. Гогіташвілі, В.Ф. Камінський, В.М. Лапін, О.В. Войналович // Вісник аграрної науки, 2010. – № 8. – С. 53-55.
4. Лехман С.Д. та ін. Запобігання аварійності і травматизму в сільському господарстві / С.Д. Лехман, В.І Рубльов, Б.І. Рябцев. – К. : «Урожай», 1993. – 272 с.

5. Олянич Ю.Д. Снижение риска травмирования механизаторов путем совершенствования техники и технологи : Автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра. техн. наук : 05.26.01 «Охрана труда (по отраслям)» / Ю.Д. Олянич. – Санкт-Петербург, 1998. – 46 с.
6. Професійний ризик на механізованих процесах в АПК та напрямки його зниження / В.О. Дубровін, О.В. Войналович, О.А. Гнатюк та ін. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України, Серія: «Техніка та енергетика АПК» – К. : НУБіП України, 2011. – №144 (Ч. 5) – С. 13-19.
7. Статистика смертности и травматизма в Украине в 2007-2008 годах (для учета в страховых тарифах) [Электронный ресурс] / Производственный травматизм // Страхование жизни. – 01.03.2012 – Режим доступа к статье : <http://forinsurer.com/public/09/07/07>
8. Хенли Э.Дж. Надежность технических систем и оценка риска / Э.Дж. Хенли, Х. Кумамото (пер. с англ. В.С. Сыромятникова, Г.С.Деминой) Под общ. ред. В.С. Сыромятникова. – М.: Машиностроение, 1984. – 528 с.

НАПРАВЛЕНИЯ СНИЖЕНИЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО РИСКА В АПК

Рогач Ю.П., Комар А.С.

Аннотація

Статья посвящена обоснованию профессиональных рисков, возникающих во время проведения работ (в частности механизированных) и направлений их снижения в сельском хозяйстве.

DIRECTION REDUCING OF OCCUPATIONAL RISKS IN AGRICULTURE

Y.Rogach, A.Komar

Summary

The article is devoted to substantiation of occupational risks arising during the works (mechanized in particular) and directions of their decline in agriculture.



УДК [631.3:614.712].001.4

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ЧАСТИНКИ ПИЛУ МІЖ КІЛЬЦЯМИ РОТАЦІЙНОГО ПИЛОВІДДІЛЬНИКА ПОВІТРЯ

Мохнатко І.М., к.т.н.,

Рогач Ю. П., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42-14-38

Анотація - робота присвячена проблемі знепилення вентиляційного повітря кабін тракторів і визначення динаміки руху частинки пилу між кільцями ротаційного пиловіддільника повітря.

Ключові слова – ротаційний пиловіддільник повітря, рівномірна швидкість всмоктування, ефективність пиловловлення, кільцева решітка ротора.

Постановка проблеми. Використання ротаційних пиловловлювачів є одним із найефективніших засобів боротьби з підвищеною запиленістю в кабіні трактора через те, що на їх роботу не впливає зміна концентрації пилу, вологості, температури і рухливості зовнішнього повітря. Крім того, ротаційні пиловловлювачі мають меншу масу, розміри і витрати енергії, а також характеризуються меншими витратами на технічне обслуговування. Проте вони мають ряд недоліків, серед яких: складність конструкції, утворення завихрень у ділянці торцевого захисного кожуха, а також нерівномірний спектр швидкостей всмоктування по довжині ротора.

Аналіз останніх досліджень. Проблеми, пов'язані із запиленістю повітря й підтримкою необхідних параметрів мікроклімату у робочій зоні тракториста, вирішуються за допомогою установки в кабіні трактора надійної системи вентиляції, обов'язковим елементом якої є пило відділення [2,4].

Формулювання цілей статті. Метою цієї роботи являється визначення динаміки руху частинки пилу між кільцями ротаційного пиловіддільника повітря з метою дослідження процесу знепилення вентиляційного повітря в кабінах тракторів за допомогою ротаційних протипотокових очисників повітря.

Основна частина. Об'єктом дослідження є процес очищення повітря від пилу в кабіні тракторів за допомогою роторних протипотокових відцентрових пиловловлювачів (рис.1) .

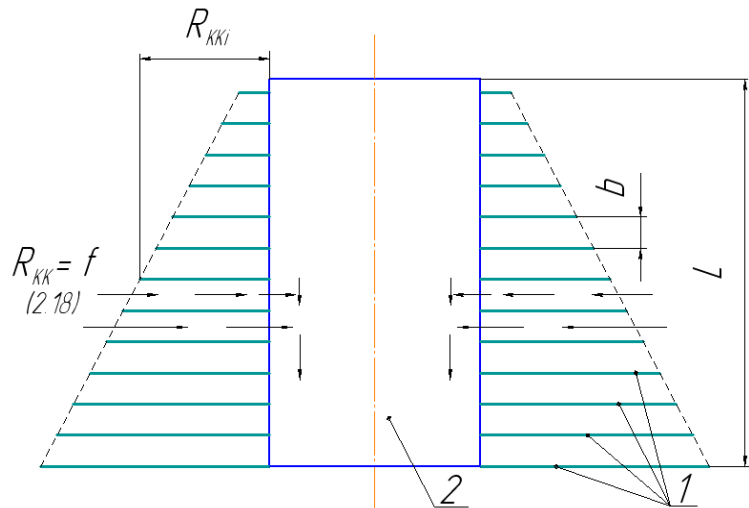


Рис. 1. Схема установки кілець (1) на корпусі пиловловлювача (2).

Предметом дослідження є закономірності впливу параметрів ротаційного протипотокового пиловіддільника на ефективність очищення ним повітря в кабіні трактора.

На частинку пилу масою m , що рухається між площинами двох кілець 1 пиловіддільника 2 діють такі сили (рис.2) [1, 2]:

- сила руху $F_{рух}$, що виносить частинку пилу за межі кілець;
- відцентрова сила $F_{вд}$, створювана обертотворим ротором пиловіддільника;
- сила ваги частинки пилу $G_{ч} = m \cdot g$;
- сила інерції частинки пилу $F_{ин}$;
- сила всмоктування повітря до пиловіддільника $F_{вс}$.

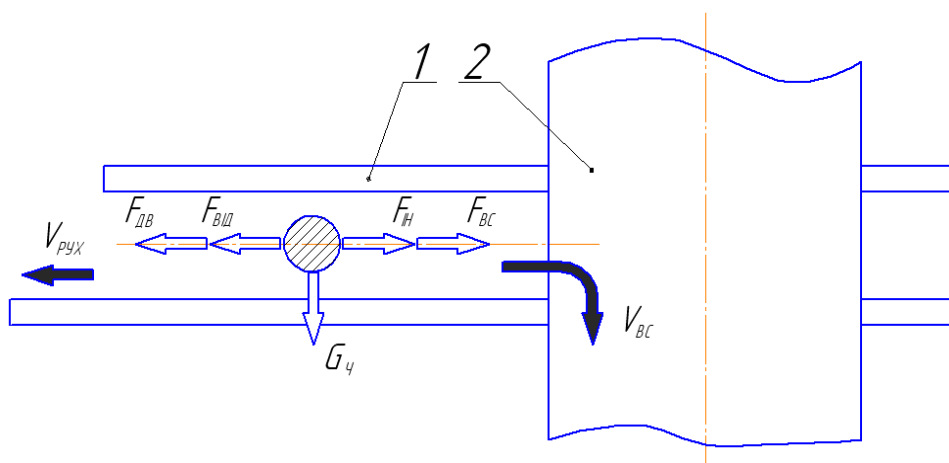


Рис.2. Схема сил, які діють на частинку пилу, що рухається між пластинами пиловловлювача:

1 - кільця; 2 – ротор пиловловлювача.

Рушійну силу й силу усмоктування можна визначити з виразів [3,4]

$$F_{\text{рух}} = k_1 \cdot S \cdot \rho \frac{V_{\text{рух}}}{2}; \quad F_{\text{рух}} = k_2 \cdot S \cdot \rho \frac{V_{\text{вс}}}{2},$$

- де k_1, k_2 – коефіцієнти пропорційності;
 S - площа поперечного перерізу («міделів» переріз) частинки пилу, м^2 ;
 $V_{\text{рух}}$ – швидкість виносу частинки пилу за межі кілець пиловіддільника, м/с ;
 $V_{\text{вс}}$ – швидкість усмоктування повітря до пиловіддільника, м/с .

Зазначимо, що коефіцієнти пропорційності k_1 і k_2 являють собою функції швидкостей $V_{\text{рух}}$ і $V_{\text{вс}}$ відповідно

$$k_1 = \frac{V_{\text{рух}} \cdot d}{v}; \quad k_2 = \frac{V_{\text{вс}} \cdot d}{v},$$

- де d - діаметр частинки пилу, м ;
 v - кінематичний коефіцієнт в'язкості повітряного середовища.

У першому наближенні частинку пилу представимо у вигляді кулі, для якої, як відомо, $S = \pi \cdot d^2/4$.

Що стосується сили інерції, то вона може бути визначена з такого загальновідомого співвідношення

$$F_{\text{від}} = m \cdot \omega^2 \cdot R_p,$$

- де ω – кутова частота обертання ротора пиловіддільника, м/с^{-1} .

Силу інерції частинки можна виразити через швидкість її виносу

$$F_{\text{ін}} = m \cdot \frac{dV_{\text{рух}}}{dt}.$$

Умова рівноваги частинки пилу, що перебуває між пластинками пиловіддільника має такий вигляд

$$F_{\text{рух}} + F_{\text{від}} - F_{\text{ін}} - F_{\text{вс}} = 0.$$

Якщо в цю залежність підставити виведені вище значення всіх сил, то після перетворень одержимо диференціальне рівняння, що описує характер руху частинки пилу між кільцями пиловіддільника

$$\frac{dV_{\text{рух}}}{dt} - A \cdot V_{\text{рух}}^3 + B = 0. \quad (1)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \rho}{8 \cdot m \cdot v}; \quad B = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \rho \cdot V_{\text{вс}}^3}{8 \cdot m \cdot v} - \omega^2 R_p + g.$$

Рівняння (1) можна переписати

$$\frac{dV_{\text{рух}}}{dt} = A \cdot V_{\text{рух}}^3 - B.$$

Його розв'язання має такий вигляд

$$V_{\text{рух}} = \frac{A \cdot V_{\text{рух}}^4}{4} - B \cdot t + C.$$

При початкових умовах, коли $t = 0$ і $V_{\text{рух}} = 0$, одержуємо: $C = 0$. Звідси остаточно виходить, що

$$\frac{A}{4} \cdot V_{\text{рух}}^4 - V_{\text{рух}} - B \cdot t = 0;$$

або

$$V_{\text{рух}}^4 - V_{\text{рух}} \cdot \frac{4}{A} - \frac{4 \cdot B}{A} \cdot t = 0. \quad (1')$$

Найбільший шлях виносу (S) буде в частинок пилу, що перебувають між передостанньою та останньою (найбільшою) кільцевими пластинами [5].

Для подальших міркувань прийmemo

$$S = R_{\text{кк.макс.}}$$

У цьому випадку час виносу частинки за межі пластин буде дорівнювати

$$t = \frac{S}{V_{\text{рух}}} = \frac{R_{\text{кк.макс.}}}{V_{\text{рух}}}.$$

З урахуванням цього, рівняння (1) можна записати в так

$$V_{\text{рух}}^4 - V_{\text{рух}} \cdot \frac{4}{A} - \frac{4 \cdot B \cdot R_{\text{кк.макс.}}}{A \cdot V_{\text{рух}}} = 0;$$

або

$$V_{\text{рух}} \cdot \left(V_{\text{рух}}^4 - V_{\text{рух}} \cdot \frac{4}{A} - \frac{4 \cdot B \cdot R_{\text{кк.макс.}}}{A} \right) = 0.$$

Оскільки нульове значення швидкості виносу $V_{\text{рух}}$ нас не цікавить, то в результаті маємо рівняння четвертого ступеня, що може бути записане в такій формі

$$V_{\text{рух}}^4 + p \cdot V_{\text{рух}}^2 + q \cdot V_{\text{рух}} + r = 0, \quad (1'')$$

де $p = 0$;

$$q = -4/A;$$

$$r = -4 \cdot B \cdot R_{\text{кк.макс.}}/A.$$

Вид розв'язання цього рівняння у свою чергу залежить від виду розв'язання його кубічної резольвенти

$$Z^3 + 2 \cdot p \cdot Z^2 + (p^2 - 4 \cdot r) \cdot Z - q^2 = 0.$$

З урахуванням того, що $p = 0$, маємо

$$Z^3 + f \cdot Z + s = 0,$$

де $f = -4 \cdot r = 16 \cdot B \cdot R_{\text{кк.макс}} / A$;
 $s = -q^2 = -16 / A^2$.

Число дійсних розв'язок отриманого кубічного рівняння залежить від знака дискримінанта

$$D = \left(\frac{f}{3}\right)^3 + \left(\frac{s}{2}\right)^2; \text{ або } D = \frac{4096}{27} \cdot \left(\frac{B \cdot R_{\text{кк.макс}}}{A}\right)^3 + \frac{64}{A^4}.$$

Якщо врахувати значення коефіцієнтів A та B з рівняння (1), то після перетворень, одержимо

$$D = 4096 \cdot \left\{ \left[\frac{\pi \cdot d^3 \cdot V_{\text{вс}}^3 - 8 \cdot m \cdot v \cdot (\omega^2 \cdot R_p - g)}{19683 \cdot \pi \cdot d^3 \cdot \rho} \cdot R_{\text{кк.макс}} \right]^3 + \left(\frac{m \cdot v}{\pi \cdot d^3 \cdot \rho} \right)^4 \right\} \quad (2)$$

Визначник D може бути негативним тільки в тому випадку, коли негативне значення першого доданка буде більше за модулем значення другого (завжди позитивного) доданка, тобто

$$\left| - \left[\frac{\pi \cdot d^3 \cdot V_{\text{вс}}^3 - 8 \cdot m \cdot v \cdot (\omega^2 \cdot R_p - g)}{19683 \cdot \pi \cdot d^3 \cdot \rho} \cdot R_{\text{кк.макс}} \right]^3 \right| > \left(\frac{m \cdot v}{\pi \cdot d^3 \cdot \rho} \right)^4.$$

У свою чергу, ліва частина отриманого виразу може бути менше нуля після виконання такої умови

$$\pi \cdot d^3 \cdot V_{\text{вс}}^3 - 8 \cdot m \cdot v \cdot (\omega^2 \cdot R_p - g) < 0.$$

Якщо в ній всі члени розділити на множник $8 \cdot m \cdot v$, то отримаємо

$$\frac{\pi \cdot d^3 \cdot V_{\text{вс}}^3}{8 \cdot m \cdot v} + g - \omega^2 \cdot R_p > 0. \quad (3)$$

З урахуванням цього умову (3) після відповідних перетворень можна записати в такому вигляді

$$\frac{1}{R_p} \cdot \left(\frac{d^3 \cdot \rho \cdot L_{\text{к}}^3}{8 \cdot m \cdot v \cdot \pi^2 \cdot R_p^6 \cdot L^3 \cdot k_o^3} + g \right) - \omega^2 > 0. \quad (4)$$

Як було домовлено раніше, частинку відокремлюваної домішки будемо виражати у вигляді кулі. У цьому випадку її масу можна знайти з виразу

$$m = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \rho_{\text{ч}}}{6}, \quad (5)$$

де $\rho_{\text{ч}}$ – щільність частинки домішки, кг/м³.

У результаті рівняння (4) прийме такий вигляд

$$\frac{1}{R_p} \cdot \left(\frac{3 \cdot \rho \cdot L_k^3}{4 \cdot v \cdot \rho_x \cdot \pi^3 \cdot R_p^6 \cdot L^3 \cdot k_o^3} + g \right) - \omega^2 > 0. \quad (6)$$

Розрахунки показують, що при значеннях $R_p = 0,05 \dots 0,10$ м; $\rho = 1,2$ кг/м³; $L_k = 0,08 \dots 0,12$ м/с; $v = 1,5 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $\rho_{\text{ч}} = 2500$ кг/м³; $L = 0,08 \dots 0,12$ м; $k_o = 0,98$ и $\omega = 50 \dots 90$ с⁻¹, значення виразу (6) завжди більше нуля (причому значно). А це, у свою чергу, означає що визначник вищенаведеної кубічної резольвенти D завжди позитивний, а кубічне рівняння, яке розглядається, має один дійсний та два комплексно-спряжені корені.

Після подальших перетворень та з урахуванням що

$$R_{\text{кк.макс}} = \frac{128 \cdot \pi \cdot v \cdot R_p \cdot L^2 \cdot k_o}{d \cdot L_k} \cdot \frac{\mu^2}{1 - \mu^2} \quad \text{одержимо}$$

$$D = 4096 \cdot \left\{ \left[\frac{6 \cdot \rho \cdot L_k^3 - 64 \cdot v \cdot \rho_{\text{ч}} \cdot (\omega^2 \cdot R_p - g) \cdot (\pi \cdot R_p \cdot L \cdot k_o)^3}{19683 \cdot \pi \cdot d^3 \cdot \rho} \cdot \frac{v \cdot \mu^2}{1 - \mu^2} \right]^3 + \left(\frac{\rho_{\text{ч}} \cdot v}{6 \cdot \rho} \right)^4 \right\} \quad (7)$$

З математики відомо, що якщо кубічна резольвента має один дійсний і два комплексно-спряжені корені, то відповідне рівняння четвертого ступеня має два дійсні розв'язки. У нашому випадку вони обидва однакові й рівні

$$V_{\text{рух}} = \frac{\sqrt{U + V}}{2},$$

$$\text{де } U = \sqrt[3]{-\frac{s}{2} + \sqrt{D}}, \text{ а } V = \sqrt[3]{-\frac{s}{2} - \sqrt{D}}.$$

З урахуванням залежностей (1) і (5) величина s може бути виражена в такий спосіб

$$s = -256 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{ч}} \cdot v}{\rho} \right)^2.$$

У результаті остаточно одержуємо

$$V_{\text{рух}} = \frac{\sqrt[3]{128 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{ч}} \cdot v}{\rho}\right)^2 + \sqrt{D}} + \sqrt[3]{128 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{ч}} \cdot v}{\rho}\right)^2 - \sqrt{D}}}{2}. \quad (8)$$

Залежність (8) являє собою закон переміщення частинки пилу між кільцями пиловіддільника в процесі його роботи. У принципі слід вважати, що чим вище значення швидкості $V_{\text{рух}}$, тим ефективніше робота очисного пристрою.

Для вивчення впливу конструктивних і кінематичних параметрів останнього на зміну швидкості виносу частинки пилу за межі додатково встановлених кілець, значення всіх величин, що входять у вираз (8) і (7), приймали наступними:

$$\begin{aligned} \rho &= 1,2 \text{ кг/м}^3; & \rho_{\text{год}} &= 2500 \text{ кг/м}^3; & v &= 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \\ k_o &= 0,98; \mu = 0,25; & d &= (3 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}; & L_{\text{к}} &= 0,08 \dots 0,12 \text{ м}^3/\text{с}; \\ L &= 0,08 \dots 0,12 \text{ м}; & R_p &= 0,05 \dots 0,10 \text{ м}; & \omega &= 50 \dots 90 \text{ с}^{-1}. \end{aligned}$$

У результаті було встановлено, що зміни продуктивності пиловіддільника ($L_{\text{к}}$), довжини (L) і радіуса (R_p) його ротора впливу на швидкість виносу частинки пилу із простору між двома найбільшими додатково встановленими пластинами мають дуже малий вплив.

Дуже малою залишається ця зміна й при варіюванні діаметра (d) частинок пилу в зазначених вище межах. В усіх варіантах значення величини $V_{\text{рух}}$ є практично постійним і дорівнює 0,5 м/с.

Відчутний вплив на цей кінематичний параметр має тільки частота обертання ротора відцентрового протипотокового пиловіддільника.

Так, при збільшенні ω з 50 до 90 с^{-1} (тобто в 1,8 рази) швидкість виносу частинки пилу зростає з 0,2 до 0,7 м/с (тобто в 3,5 рази). Отриманий результат є цілком логічним, оскільки зростання частоти обертання ротора неминує збільшує відцентрову силу, що викликає переміщення твердих частинок пилу за межі додатково встановлених кілець протипотокового пиловіддільника.

Висновки. В результаті проведених досліджень визначена динаміка руху частинки пилу між кільцями ротаційного пиловіддільника повітря, з метою обґрунтування геометричних параметрів відцентрового протипотокового пиловіддільника повітря, й підтримкою необхідних параметрів мікроклімату у робочій зоні тракториста, щодо вирішення проблеми знепилення вентиляційного повітря кабін тракторів.

Література

1. Пат.№ 40794 Україна, МПК D01D54/14. Протипотоковий ротаційний пиловіддільник / Ю.П. Рогач, І.М. Мохнатко (Україна).- №2000031542; заявл. 20.03.2000; опубл. 15.08. 2001, Бюл №7.
2. *Повх И.Л.* Аэродинамический эксперимент в машиностроении / И.Л. Повх. - Л: Машиностроение, 1974. – 480 с.
3. *Пирумов А.И.* Обеспыливание воздуха / А.И. Пирумов. - 2-е изд. - М.: Стройиздат 1981-296 с.
4. *Идельчик И.Е.* Аэродинамика промышленных аппаратов / И.Е. Идельчик. – М., Энергия, 1964. – 456 с.
5. *Якуба А.Р.* Анализ и оценка сил, действующих на частицы в сепараторах с закрученными потоками / А.Р. Якуба, А.Н. Калашников // Вестник Сумского Государственного университета. – 1998.–№2(10).– С.41-45

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦЫ ПЫЛИ
МЕЖДУ КОЛЬЦАМИ РОТАЦИОННОГО
ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛЯ ВОЗДУХА**

Мохнатко И.Н., Рогач Ю. П.

Аннотація

Работа посвящена проблеме обеспыливания вентиляционного воздуха кабин тракторов с помощью ротационных противопотоковых обеспыливателей воздуха и определения динамики движения частиц пыли между кольцами ротационного пылеотделителя воздуха.

**DEFINITION DYNAMICS OF DUST PARTICLES BETWEEN THE
RING AIR ROTATION**

I. Mohnatko, Y. Rogach

Summary

Work is devoted a problem of work without the dust maintenance in a cabins tractors with the help air rotary dust cleaners.



АНАЛІЗ УМОВ ПРАЦІ І КОНСТРУКЦІЙ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРА ТА ФАКТОРИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЙОГО НАДІЙНІСТЬ

Новік О.Ю.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619)42-20-74

Анотація – викладено особливість конструкцій підшипника ковзання різних марок турбокомпресорів проведено аналіз його умов роботи, та факторів, що впливають на надійність підшипникового вузла.

Ключові слова – підшипник ковзання, режими роботи, працездатність, конструкція, надійність

Постановка проблеми. Досвід експлуатації турбокомпресорів доводить, що на надійність турбокомпресора в значній мірі впливає стан підшипника ковзання. В різних марках турбокомпресорів застосовані відносно однакові конструкції підшипникового вузла, тому рекомендації з підвищення надійності турбокомпресорів можуть бути однакові для різних марок. Аналіз умов праці та факторів, що впливають на надійність турбокомпресорів дозволить розробити основні напрямки з підвищення їх безвідмовності.

Аналіз останніх досліджень. В наступний час надійності підшипникового вузла турбокомпресора приділена незначна кількість публікацій [2,5]. Тому ця тема потребує додаткової уваги та досліджень.

Формування цілей статті. Ціллю статті є аналіз основних конструкцій підшипника ковзання турбокомпресора, умов роботи, та вплив різних факторів на його надійність.

Основна частина. Надійність ТКР визначається надійністю роботи вузла підшипників, що повинен забезпечувати працездатність ТКР при частотах обертання ротора до 120 - 130 тис. хв^{-1} і більше. При цьому окружна швидкість вала ротора досягає значень 60 - 70 м/с.

Як показує досвід експлуатації, процеси зношування у вузлі підшипників ТКР відбуваються по іншому, ніж у звичайних підшипниках ковзання двигуна. Причина цього полягає в деяких особливостях режиму роботи й конструкції вузла підшипників:

- високі відносні швидкості ковзання, що досягають значень

60 - 70 м/с;

- наявність двох масляних зазорів у підшипнику з невідомою кількісною характеристикою розподілу потоків масла й абразивних часток між ними;

- піддатливість плаваючого елемента підшипника, що впливає: на умови впровадження й закріплення абразиву на поверхні;

- наявність поля відцентрових сил у масляній порожнині корпуса підшипників.

Вузол підшипників ТКР повинен зберегти працездатність при всіх різноманітних з мінливих режимах роботи дизеля:

- при пуску в умовах недоліку змащення;

- при прогріві, коли має місце швидко зростаюча температура й високий тиск масла;

- при різко змінних швидкісних режимах в умовах температурного режиму, що змінюється:

- при збільшених зазорах у результаті зношування підшипників і розбалансованому роторі;

- при різкому падінні тиску масла перед ТКР, пов'язаним з відомою вузлів і деталей системи змащення.

Одне з умов працездатності вузла підшипників ТКР полягає в збереженні стійкого обертання ротора ТКР п підшипниках при всіх режимах роботи дизеля.

Стійке обертання ротора можуть забезпечити тільки спеціальні підшипники ковзання плаваючого типу. В таблиці 1 наведені основні розміри вузлів підшипників вітчизняних і закордонних ТКР.

Таблиця 1 - Основні розміри вузлів підшипників

Модель	Виготовлювач	Тип підшипника	Діаметр колеса комп-ресора d_{k2} , мм	Діаметр вала d_b , мм	Внутрішній зазор b_1 , мм	Зовнішній зазор b_2 , мм	d_b / d_{k2}
ТКР 11	ЯМЗ	ВВ	110	17	0,05	0,14	0,155
ТКР 11	ЯМЗ	НМ	110	17	0,05	0,11	0,155
ТКР 11	Дергачи	НМ	110	18	0,08	0,08	0,164
ТКР 8,5	Дергачи	НМ	85	17	0,06	0,08	0,2
ТКР 7	КамАЗ	НМ	75	14	0,05	0,1	0,187
T04Y23	Эйресерч США)	ВВ	127	15,7	0,05	0,1	0,124
4Н	Холсет (Англія)	ВВ	101,2	17,4	0,05	0,1	0,172
ДО 27	ККК (ФРН)	ВВ	76	10	0,04	0,09	0,132
ДО 36	ККК (ФРН)	ВВ	94	12	0,05	0,1	0,157
Н2А	ККК (ФРН)	ВВ	97,6	14	–	–	0,143

З аналізу цих даних треба, що у світовій практиці знайшли застосування підшипники двох типів: із плаваючими обертовими втулками (ВВ) (рис 1, а) і плаваючої, але не обертової моновтулкою (НМ), (рис 1, б) Розміри вузла підшипників змінюються в досить вузькому діапазоні. Так, діаметр вала виконується в межах 0,15 - 0,17 від діаметра колеса компресора, і є тенденція до його зменшення, тому що в цьому випадку підвищується ефективність турбокомпресора за рахунок підвищення механічного КПД.

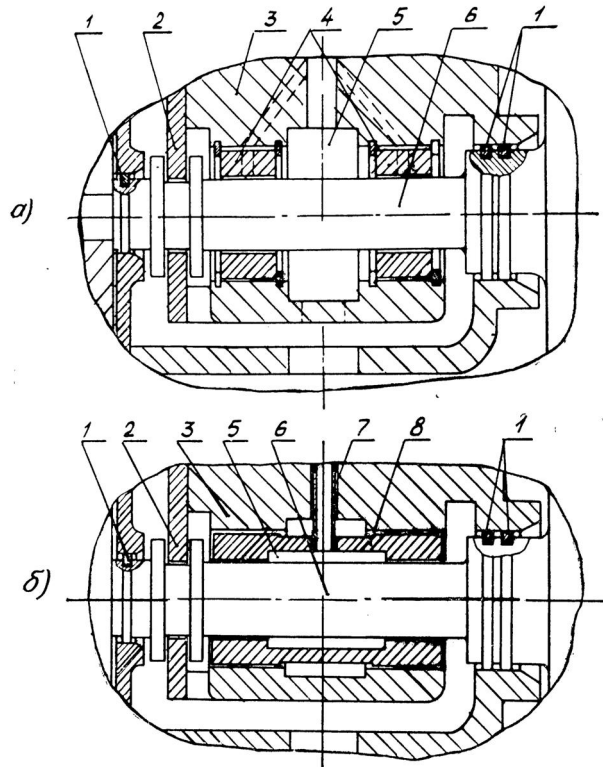


Рис. 1. Конструкції підшипникових вузлів ТРК.

Вузол підшипників містить у собі й упорний підшипник, що обмежує осьове переміщення ротора. Він виконується у вигляді окремої плоскої шайби 2, (рис. 1, а). Відомі конструкції, де осьове переміщення ротора обмежується торцями моновтулки (рис. 1, б). Така конструкція більше проста, має меншу кількість деталей. У цьому випадку стопорна втулка 7, через яку підводить масло, сприймає й осьове зусилля від переміщення ротора. Тому потрібно забезпечити її підвищену зносостійкість.

Упорний підшипник, а також і підшипникові втулки виготовляються зі свинцево-оловянистої бронзи, що містить до 10% олова. Застосування бронзи зі змістом олова 5% не забезпечує працездатності підшипників. У деяких конструкціях для виготовлення підшипників використовують алюмінієвий сплав.

Підведення змащення до підшипників усередині ТКР здійснюється двома способами. При першому способі з торцевим підведенням

змащення масло подається в масляну порожнину 5 корпуса підшипників 3, розташовану між підшипниками й далі до торців підшипників (рис. 1, а). Потім масло проходить по зазорах уздовж підшипників і змазує з однієї сторони упорний підшипник, з іншої зливається.

При другому способі масло подається по свердліннях до середин опорних поверхонь радіальних підшипників і має можливість зливатися по обидві сторони від підшипника.

Висновки. Проведений аналіз дозволить виробити вимоги до конструкції підшипника ковзання турбокомпресора, намітити напрямки її удосконалення з метою підвищення надійності.

Література

1. *Савельев Г.М.* Опыт доводки и производства турбокомпрессоров автомобильных дизелей// Г.М. Савельев, Б.Ф. Лямцев, Э.В. Аболдин.– М. 1986, – 410 с.
2. *Циннер К.Н.* Наддув двигателей внутреннего сгорания/ К.Н. Циннер.– Л. Машиностроение. 1988, – 263 с.

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ТРУДА И КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА И ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ЕГО НАДЕЖНОСТЬ

Новик А.Ю.

Аннотация

В статье изложены особенности конструкций подшипника скольжения различных марок турбокомпрессоров, проведен анализ его условий работы и факторов, влияющих на надежность подшипникового узла.

ANALYSIS OF CONDITIONS AND STRUCTURES BEARING TURBOCHARGER AND FACTORS AFFECTING ITS RELIABILITY

A. Novik

Summary

Feature structures described sliding bearing turbochargers of different brands analyzed its working conditions, and factors influencing impact on the reliability of bearing unit.



ВИЗНАЧЕННЯ ВІДСТАНІ МІЖ КІЛЬЦЕВИМИ ПЛАСТИНАМИ ВІДЦЕНТРОВОГО ПРОТИПОТОКОВОГО ПИЛОВІДДІЛЬНИКА ПОВІТРЯ

Мохнатко І.М., к.т.н.,

Рогач Ю. П., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (06192) 42-14-38

Анотація - у статті висвітлена проблема знепилення вентиляційного повітря кабін тракторів і визначення відстані між кільцевими пластинами пиловіддільника з метою обґрунтування геометричних параметрів відцентрового протипотокового пиловіддільника повітря.

Ключові слова – запиленість повітря, ротаційний пиловіддільник повітря, рівномірна швидкість всмоктування, ефективність пиловловлення, кільцева решітка ротора.

Постановка проблеми. Значна кількість тракторів, що застосовуються під час обробки ґрунту й збирання врожаю, працюють в умовах великої запиленості повітря.

Вимоги стандартів, які визначають параметри мікроклімату й містять вимоги до обладнання робочих місць, як показує практика, на більшості тракторів не виконуються. З метою обґрунтування геометричних параметрів відцентрового протипотокового пиловіддільника повітря необхідно визначити відстані між кільцевими його пластинами.

Аналіз останніх досліджень. Проблеми, пов'язані із запиленістю повітря й підтримкою необхідних параметрів мікроклімату у робочій зоні тракториста, вирішуються за допомогою установки в кабінку трактора надійної системи вентиляції, обов'язковим елементом якої є пиловідділення.

Формулювання цілей статті. Метою цієї роботи являється визначення відстані між кільцевими пластинами відцентрового протипотокового пиловіддільника повітря з метою дослідження процесу знепилення вентиляційного повітря в кабінах тракторів за допомогою ротаційних протипотокових очисників повітря.

Основна частина. Об'єктом експериментальних досліджень був

прийнятий дослідний зразок протипотокового ротаційного пиловіддільника зі зворотною продувкою ротора.

Конструкція пиловіддільника містить корпус 1 з торцевим захисним кожухом 2 (рис. 1) [1,2]. Всередині корпусу 1 на основі 3 встановлено двоконсольний електродвигун 4. На його валу з одного боку закріплено ротор 5 з лопатками 6, відігнутими назад на кут 30° , а з іншого боку - робоче колесо 7 діагонального типу. Навколо ротора 5 встановлена кільцева решітка 8, прикріплена штифтами 9 до корпусу 1 і захисного кожуха 2. Кільцева решітка 8 виготовлена із профільною зовнішньою поверхнею, кривизна якої описується рівнянням, розглянутим у другому розділі дисертації. Конструктивно ця поверхня являє собою кільця, зовнішній діаметр яких змінюється (збільшується) від захисного кожуха 2 до робочого колеса 7. У корпусі 1 між виходом з ротора 5 і входом у робоче колесо 7 є отвори 12, що перекриваються рухомим кільцем 13, що у свою чергу, має отвори з перемичками між ними.

Забруднене повітря під дією розрядження, створюваного робочим колесом 7, входить у канали між нерухомими кільцями 11 решітки 8 і рухається в площині, перпендикулярній поздовжній осі симетрії пиловіддільника.

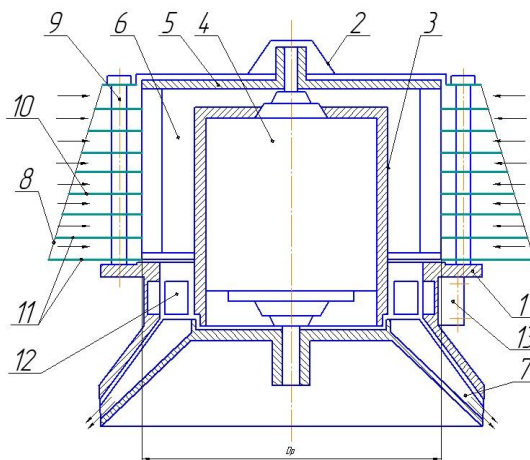


Рис.1. Поздовжній розріз конструкції протипотокового пиловіддільника: 1 - корпус; 2 - захисний кожух; 3 - основа; 4 - електродвигун; 5 - ротор; 6 - лопатки; 7 - робоче колесо; 8 - кільцева решітка; 9 - штифти; 10 - твірна; 11 - кільця решітки; 12 - отвори; 13 - рухоме кільце.

При обертанні ротора 5 на його поверхні утвориться вихор, у якому на кожну частинку пилу діє відцентрова сила, що перешкоджає її проникненню в канали ротора. Застосування розробленої решітки 8 із заданою криволінійною поверхнею дозволяє забезпечити однакову швидкість усмоктуваного повітря, яке очищуємо, по всій довжині ротора пиловіддільника, істотно підвищивши, тим самим, ефективність його роботи.

Очищене повітря знаходить до ротора 5, проходить через канали між лопатками 6 і робочим колесом 7, а потім нагнітається в систему вентиляції кабіни трактора. Для видалення пилу, що осів на лопатках 6 ротора 5 кільце 13 повертають так, щоб відкрити отвір 12 у корпусі 1, а вихід з робочого колеса 7 закрити. При обертанні ротора 5 повітря буде проходити через отвір 12 і виходити через канали назовні. Разом із повітрям буде видалятися й пил, якій осів на лопатках ротора.

В основу роботи поставлено завдання вдосконалення протипотокового ротаційного пиловіддільника, у якому за рахунок виконання кільцевої решітки навколо ротора із профільною зовнішньою поверхнею у вигляді конуса, твірна якого складається з нерухомих кілець, діаметр яких збільшується від захисного кожуха до робочого колеса, забезпечується постійний спектр швидкостей усмоктування по довжині ротора, що виключає утворення вихорів і негативних градієнтів тиску біля захисного кожуха, тим самим підвищуючи ефективність пиловідділення.

Установка навколо ротора кільцевої решітки такого типу створює апарат, що вирівнює й забезпечує постійний спектр швидкостей всмоктування по всій довжині ротора за рахунок однакового градієнта протитисків ротора й розрідження, створюваного робочим колесом, що підвищує ефективність пиловловлення [5].

У першу чергу візьмемо за умову, що відстань між всіма додатково встановлюваними на корпусі відцентрового протипотокового пиловіддільника кільцями однакова й дорівнює b (рис. 2).

Витрата всмоктуваного повітря між двома суміжними кільцями (L_{ki}) у цьому випадку буде дорівнювати [3,4]

$$L_{ki} = V_{вс} \cdot 2 \pi R_{yi} b_i .$$

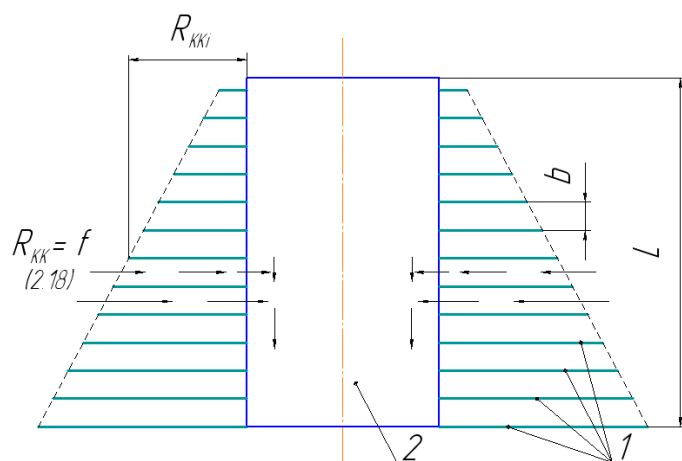


Рис.2 - Схема установки кілець (1) на корпусі пиловіддільника (2).

Звідси легко визначити загальні витрати повітря пиловіддільником

$$L_k = \sum_{i=1}^N V_{bc} \cdot 2\pi \cdot R_{y_i} \cdot b_i \cdot k_0;$$

або

$$L_k = V_{bc} \cdot 2\pi k_0 \sum_{i=1}^N R_{y_i} b_i, \tag{1}$$

де N - кількість установлених кільцевих пластин.
Кожний умовний радіус R_{y_i} може бути визначений у такий спосіб

$$R_{y_i} = \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\mu^2}{1 - \mu^2} \cdot b_i.$$

З урахуванням цього залежність (1) можна представити в такому вигляді

$$L_k = 2\pi \cdot k_0 \cdot V_{bc} \frac{\lambda \cdot \mu^2}{1 - \mu^2} \sum_{i=1}^N b_i^2. \tag{2}$$

У виразі (2) сума квадратів відстані між суміжними кільцевими пластинами являє собою не що інше, як наступний добуток

$$\sum_i^N b_i^2 = N \cdot b^2.$$

Отже

$$L_k = 2\pi \cdot k_0 \cdot V_{bc} \cdot \frac{\lambda \cdot \mu^2}{1 - \mu^2} \cdot N \cdot b^2.$$

Число додатково встановлюваних на корпусі пиловіддільника кільцевих пластин може бути визначене в такий спосіб

$$N = L/b.$$

Звідси випливає, що

$$L_k = 2\pi \cdot k_0 \cdot V_{bc} \cdot \frac{\lambda \cdot \mu^2}{1 - \mu^2} \cdot L \cdot b. \tag{3}$$

З огляду на те, що $\lambda = 64/R_e$, а число Рейнольдса визначається із залежності $Re = \frac{L_k \cdot d}{2 \cdot \pi R_p L k_0 v}$ отримане вище рівняння буде мати наступний остаточний вигляд

$$b = \frac{L_k \cdot d}{4019,2 \cdot L \cdot k_0 v} \cdot \frac{1 - \mu^2}{\mu^2}. \tag{4}$$

Підставивши в (4) значення вхідних у нього величин, змінюваних у зазначених вище межах, одержуємо, що відстань між установленими на відцентровому протипотоковому пиловіддільнику кільцевими пластинами повинна перебувати в межах $7 \dots 12 \cdot 10^{-3}$ м.

Висновки. В результаті проведених досліджень визначенні відстані між кільцевими пластинами пиловіддільника з метою обґрунту-

вання геометричних параметрів відцентрового протипотокового пиловіддільника повітря, щодо вирішення проблеми знепилення вентиляційного повітря кабін тракторів.

Література

1. Пат.№ 40794 Україна, МПК D01D54/14. Протипотоковий ротаційний пиловіддільник / Ю.П. Рогач, І.М. Мохнатко (Україна).- №2000031542; заявл. 20.03.2000; опубл. 15.08. 2001, Бюл №7.
2. *Повх И.Л.* Аэродинамический эксперимент в машиностроении / И.Л. Повх.- Л: Машиностроение, 1974. – 480 с.
3. *Титов Л.В.* Исследование влияния выравнивания скоростей всасывания на эффективность противопоточного ротационного пылеуловителя транспортных систем кондиционирования воздуха: автореф. дис... канд. тех. наук / Л.В. Титов. - М.,1981. - 10 с.
4. *Хохряков В. П.* Вентиляция, отопление и обеспыливание воздуха в кабинах автомобилей / В.П. Хохряков. - М.: Машиностроение, 1987 - 151 с.
5. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В.А. Ананьев, Л.Н. Балужева, А.Д. Гальперин [и др.] – М.: Евроклимат, Арина, 2000. – 416 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ КОЛЬЦЕВЫМИ ПЛАСТИНАМИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ПРОТИВОПОТОЧНОГО ОБЕСПЫЛИВАТЕЛЯ ВОЗДУХА

Мохнатко И.Н., Рогач Ю. П.

Аннотация

Работа посвящена проблеме обеспыливания вентиляционного воздуха кабин тракторов с помощью роторных противопоточных очистителей воздуха.

WORK WITHOUT THE MAINTENANCE OF A DUST VENTILATING AIR OF CABINS OF TRACTORS

I. Mohnatko, Y. Rogach

Summary

Work is devoted a problem of work without the dust maintenance in a cabins tractors with the help air rotary dust cleaners.