

**Міністерство аграрної політики та продовольства  
України**



**ПРАЦІ**  
Таврійського державного  
агротехнологічного університету

**Випуск 11 Том 2**

*Наукове фахове видання*

*Мелітополь – 2011 р.*

УДК 621.311:631

**ПЗ.8**

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету –  
Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. Т. 2. – 278 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,  
Протокол № 11 від 26 квітня 2011 р.

У випуску наукових праць друкуються матеріали учасників щорічної науково-технічної конференції, співробітників та аспірантів Таврійського державного агротехнологічного університету. Представлено результати досліджень у галізі механізації сільського господарства, енергетики, електротехнології автоматизації процесів сільськогосподарського виробництва.

Випуск призначений для науковців, інженерів, аспірантів, магістрів і студентів технічних та сільськогосподарських спеціальностей.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. – к.т.н., професор, ректор ТДАТУ (головний редактор);  
Надикто В.Т. – чл. –кор НААНУ д.т.н., професор (заст. головного редактора);  
Діордієв В.Т. – к.т.н., професор, (відповідальний секретар);  
Дідур В.А. – д.т.н., професор; Кушнар'єв А.С. – чл.-кор. НААНУ, д.т.н., професор;  
Найдиш А.В. – д.т.н., професор; Никифорова Л.Е. – д.т.н., професор;  
Овчаров В.В. – д.т.н., професор; Панченко А.І. – д.т.н., професор;  
Рогач Ю.П. - к.т.н., професор; Скляр О.Г. – к.т.н., доцент;  
Тарасенко В.В. – д.т.н., професор; Шацький В.В. – д.т.н., професор;  
Ялпачик Ф.Ю. – к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Надикто В.Т.  
(кафедра «Машиновикористання в землеробстві»)

Адреса редакції: ТДАТУ

Просп. Б. Хмельницького 18,  
м. Мелітополь, Запорізька обл.,  
72312 Україна

ISSN 2078-0877

**© Таврійський державний  
агротехнологічний університет, 2011.**

УДК 665.1 – 665.3

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОТЖИМА МЕЗГИ МАСЛИЧНЫХ СЕМЯН В ШНЕКОВЫХ ПРЕССАХ

Ткаченко В.А., к.т.н.,

Дидур В.А., д.т.н.,

Ткаченко А.В., к.т.н.,

Дидур В.В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 44-02-74

**Аннотация** – Разработана математическая модель процесса консолидации мезги из семян масличных культур в шнековых прессах, учитывающая одновременно протекание двух процессов – прессования «скелета» мезги и фильтрации масла через слой этого «скелета». Получено уравнение консолидации мезги, позволяющее определить гидродинамическое давление в поровой жидкости, и уравнение фильтрации масла с учётом непрерывного уменьшения пористости мезги.

**Ключевые слова** – математическая модель, консолидация, фильтрация, гидродинамическое давление, мезга, шнековый пресс.

*Постановка проблемы.* Поднимаемой в данной работе проблемой является обоснование технологических режимов и основных параметров шнековых прессов для переработки семян масличных культур, обеспечивающих заданные качественные показатели растительных масел и жмыхов, и снижение потерь масла в жмыхе конечного прессования.

Эффект отжима определяется многочисленными факторами, которые можно разделить на две группы [1]. Первая группа: структурно-механические свойства, внешняя и внутренняя структура отжимаемого материала. Эти свойства определяются подготовкой материала к прессованию.

Вторая группа: условия проведения самого отжима. Эти условия должны благоприятствовать отжиму наибольшего количества масла и сохранению его нативных свойств. Неправильное прессование может значительно обесценить тщательную подготовку материала к прессованию из-за неиспользования оптимальных его свойств. Важными условиями отжима являются величина прилагаемого давления, ско-

рость его повышения в ходе отжима, толщина слоя отжимаемого материала, продолжительность отжима. Прессование мезги, приготовленной различными способами, может протекать по-разному в зависимости от её структурно-механических свойств.

При отжиме растительных масел одновременно протекают два физических процесса: прессование пористого «скелета» мезги и фильтрация масла через слой этого скелета.

Основными рабочими органами шнекового пресса есть зерный барабан со шнековым валом, собранным из отдельных витков (шнечков), насаженных на общий вал (рис. 1). Шнековый вал установлен в зерном барабане. Благодаря уменьшению объёма витка материал, находящийся в нём подвергается сжатию. Под воздействием возникающего давления масло отжимается из мезги и вытекает через зазоры в зерном барабане. Жмых выталкивается из зеера и при выходе встречает сопротивление управляемое регулировочным устройством. В связи с этим технологические режимы и конструктивные параметры должны устанавливаться с учётом производительности шнекового пресса, обрабатываемой культуры, её масличности, места процесса отжима в технологической цепочке переработки семян и масличности жмыха на выходе из пресса. Решение этой задачи должно быть основано на теории трёхмерной консолидации обрабатываемого сырья с учётом реологических свойств «скелета» мезги. При этом ползучесть «скелета» мезги и фильтрационное движение масла происходят одновременно.

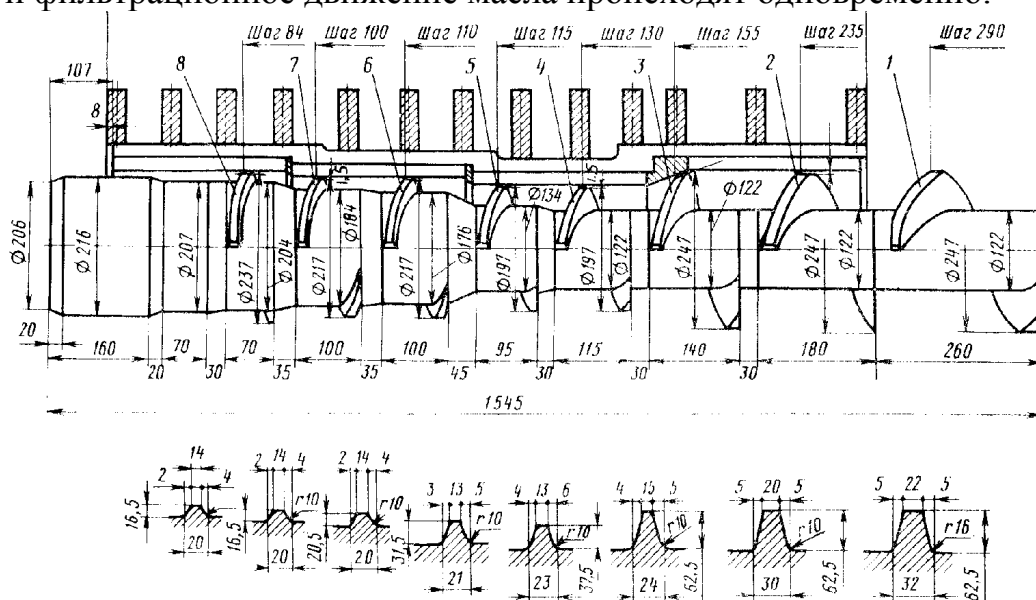


Рис. 1. Шнековый вал пресса типа ФП:  
1 – приёмный виток; 2 – 8 – прессующие витки.

В результате должны быть обоснованы рациональный закон консолидации в каждом витке, количество шнечков на валу пресса и требования к подготовке мезги при влаготепловой обработке мятки.

*Анализ последних исследований.* При моделировании процесса фильтрации масла обычно рассматривается как несжимаемая ньютоновская жидкость с незначительной вязкостью. При этом скелет считается неподвижным, пористость материала в течение процесса фильтрации принимается неизменной [1,2].

Однако, процесс отжима растительных масел в шнековом прессе сопровождается взаимным перемещением скелета мезги и масла, и непрерывным уменьшением пористости мезги. Пористость уменьшается до тех пор, пока сжавшийся скелет не уравновесит своим сопротивлением сжимающее давление. В прессуемой массе имеет место две системы давления: нейтральное и эффективное, а их сумма составляет полное давление. Нейтральное давление определяется напором фильтруемого масла, эффективное давление воспринимается скелетом мезги. Описание гидродинамического давления и скоростей жидкости (масла), заполняющей поры скелета мезги в рабочем пространстве зерновой камеры шнекового пресса является основной задачей рассматриваемого процесса консолидации.

*Формулировка целей статьи.* Целью данной работы является обоснование рациональных режимов и основных параметров оборудования для переработки семян масличных культур прессованием обеспечивающих эффективность технологического процесса. Инструментом для определения рациональных технологических режимов и параметров должна стать разрабатываемая математическая модель.

*Основная часть.* За рабочую гипотезу принято положение, что повышение качественных показателей масла и снижение его потерь в жмыхе можно достичь путём рациональной влаготепловой обработки, обеспечивающей снижения связи масла с гелевой частью и подготовки рационального сочетания пластичности и упругости структуры и обоснованию режимов консолидации мезги при прохождении через витки шнекового пресса в зерновой камере.

При деформировании мезги семян масличных культур в шнековом прессе необходимо учитывать следующие основные особенности:

1. При перемещении в шнековом прессе под действием внешних и внутренних сил «скелет» мезги изменяет объём и форму. Сопротивление изменению формы происходит за счёт работы вязких и хрупких связей в мезге. Количественное соотношение вязких и хрупких связей отражается на характере деформирования (ползучести) «скелета» мезги.

2. Количество отжатого масла пропорционально степени сжатия мезги в каждом витке пресса. Мезга содержит достаточное количество свободного незащемлённого воздуха, непосредственно сообщающегося с внешней атмосферой. Масло не воспринимает касательных напряжений, вязкость учитывается в неявном виде величиной коэффициента фильтрации.

3. В процессе консолидации происходит изменение количественного соотношения фаз мезги в единице объёма. От длины пути, по которому перемещаются фазы мезги, зависит интенсивность процесса консолидации.

4. При работе шнекового пресса принимаем с достаточной степенью точности процесс консолидации установившимся, т.е. в каждой точке рабочей зоны шнекового вала скорость массы, давление, степень сжатия принимаем постоянными, не зависящими от времени. Деформирование при перемещении квазидвухфазной мезги включает два процесса, протекающих одновременно: процесс формоизменения «скелета» мезги и процесс взаимного перемещения фаз относительно друг друга.

5. Частью напряжения, определяемого фильтрационными силами, которые обусловлены собственным весом масла и граничными значениями напоров пренебрегаем. Остаётся часть напряжений, определяемая внешними нагрузками. Собственным весом скелета также пренебрегаем.

Для математического описания процессов консолидации квазидвухфазной мезги в соответствии с требованиями обобщённой модели Флорина – Био, необходимо задать [2]:

- реологические уравнения состояния фаз мезги.
- характер взаимодействия фаз.
- изменение соотношения фаз в единице объёма.

Рассмотрим последовательно эти условия.

Закономерностями деформирования мезги являются зависимости, характеризующие объёмное изменение и формоизменение «скелета», а также зависимость изменения плотности внутрипоровой жидкости (масла) от действия объёмного давления.

Экспериментальное определение коэффициентов уравнений состояния «скелета» основывается на исключении влияния внутрипоровой жидкости на деформирование мезги в целом. Последнее достигается удалением масла из пор скелета мезги и дальнейшим исследованием деформационных свойств, которые будут характеризоваться лишь сопротивляемостью межструктурных связей внешнему воздействию. Таким образом, за скелет мезги условно можно принять жмых, получаемый из мезги конечным прессованием.

Экспериментальные исследования, проведенные В.А. Масликовым [3], позволили установить зависимость удельного давления от степени сжатия при различной температуре и влажности подсолнечной мезги. Однако при рассмотрении уплотнения скелета обрабатываемого материала нарастание ползучих деформаций целесообразно описать зависимостью, характеризующей изменение коэффициента пористости материала [4] от удельного давления.

Коэффициент пористости определяется как отношение объёма пор к объёму твёрдой фазы «скелета» материала (мезги)

$$\varepsilon = \frac{V_{\Pi}}{V_{\tau}}, \quad (1)$$

где  $V_{\Pi}, V_{\delta}$  - соответственно объём пор и объём твердой фазы.

Если принять, что объём твердой фазы мезги  $V_{\delta}$  равен объёму мезги после выхода из последнего витка пресса  $V_n$ , т.е.  $V_n = V_{\delta}$ , то объём пор в  $k$ -ом витке  $V_{\Pi} = V_k - V_n$ .  $V_k$  - объём мезги в  $k$ -ом витке. Причём объём пор  $V_{\Pi} = V_{\lambda} + V_{\hat{A}}$  где  $V_{\hat{A}}$  - объём свободного воздуха, соединённого с атмосферой, возможно часть из него заземлённая, т.е. не связанная с атмосферой.  $V_{\lambda}$  - объём занимаемый маслом, заполняющим поры скелета.

Статистическая обработка экспериментальных данных [3] позволила получить ряд зависимостей коэффициента пористости мезги. На рис.2 приведены зависимости коэффициента пористости от удельного давления (напряжения)  $\sigma$  в диапазоне от 13,75 кг/см<sup>2</sup> до 137 кг/см<sup>2</sup> при температуре жарения и прессования мезги 90<sup>0</sup>С и различной влажностью  $w$ .

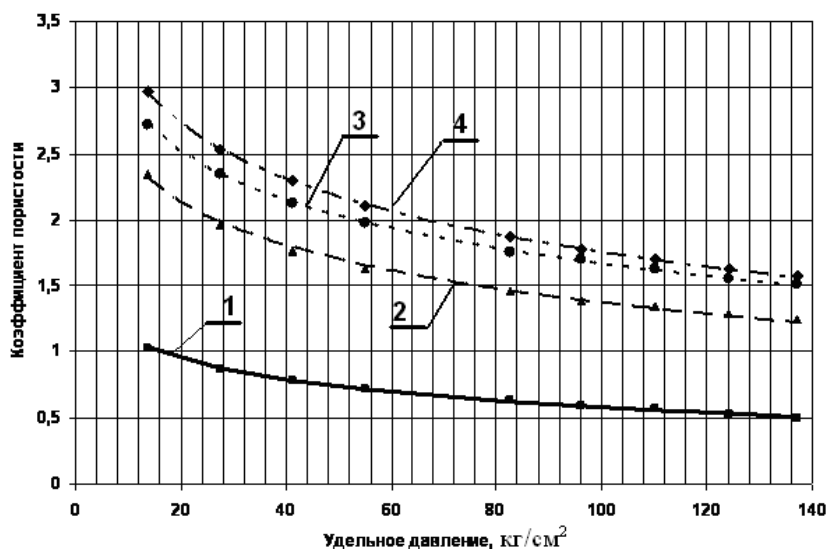


Рис. 2. Зависимость изменения коэффициента пористости от удельного давления в диапазоне от 13,75 кг/см<sup>2</sup> до 137 кг/см<sup>2</sup> при температуре жарения и прессования мезги 90<sup>0</sup>С: 1 – влажность 6,55%, 2 – влажность 1,8%, 3 – влажность 0,945%, 4 – влажность 0,22%.

Приведенные зависимости описываются логарифмическими функциями с корреляционным отношением  $\eta_{y/x}$  от 0,9946 до 0,9966

$$\varepsilon = a \ln \sigma + b. \quad (2)$$

Значения коэффициентов уравнения (2) в зависимости от температуры и влажности  $w$  мезги представлены в табл.1

Таблица 1 – Значение коэффициентов логарифмических функций

Коэффициенты полинома	Температура, град.С		
	80	90	100
$a$	$0,0491w - 0,5854$	$0,0564w - 0,592$	$0,1164w - 0,6607$
$b$	$-0,4714w + 4,4984$	$-0,4457w + 4,5156$	$-0,7639w + 4,7342$

Опытами Дарси установлено, что скорость фильтрации пропорциональна разности напоров и обратно пропорциональна соответствующей длине пути фильтрации. Отсюда, полагая, что скорость фильтрации направлена по оси  $s$ . В нашем случае скорость фильтрации направлена по радиусу витков.

$$u = -k \frac{H_2 - H_1}{\Delta s}, \quad (3)$$

Или в дифференциальной форме

$$u = -k \frac{\partial H}{\partial s}, \quad (4)$$

где  $H$  - напор;

$k$  - коэффициент фильтрации, причём знак минус указывает, что движение жидкости направлено в сторону уменьшающихся напоров.

Напор определяется из известной зависимости

$$H = \frac{p}{\gamma} + z, \quad (5)$$

где  $p$  - давление в жидкости в рассматриваемой точке;

$z$  - высота над плоскостью сравнения.

Полагая  $\frac{\partial H}{\partial s} = 1$ , находим, что  $u = -k$ . Отсюда видно, что коэффициент фильтрации численно равен величине скорости фильтрации при градиенте напора, равном единице. Коэффициент фильтрации зависит от характера фильтрующей жидкости

$$k = k_0 \frac{g}{\nu}, \quad (6)$$

где  $\nu$  - кинематический коэффициент вязкости жидкости,  $\nu = \eta / \rho$ ;

$\eta$  - динамический коэффициент вязкости;

$\rho$  - плотность жидкости;

$g$  - ускорение силы тяжести;

$k_0$  - проницаемость материала (мезги), характеризуется только его геометрическими свойствами, не завися от характера фильтрующей жидкости.

Результаты экспериментальных исследований показывают, что во многих случаях можно приближённо принять линейную зависи-

мость между коэффициентом пористости и коэффициентом фильтрации при изменении напряжённого состояния и плотности «скелета» обрабатываемого материала. Для некоторого достаточно умеренного диапазона изменения напряжений в скелете от  $\sigma_1$  до  $\sigma_2$  выражение для коэффициента фильтрации представляется в таком виде [5]

$$k = k_1 - \frac{k_1 - k_2}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} (\varepsilon_1 - \varepsilon), \quad (7)$$

где  $k_1, k_2, \varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  обозначают коэффициенты фильтрации и пористости для двух напряжённых состояний (1) и (2), а  $k$  и  $\varepsilon$  - те же величины для некоторого промежуточного напряжённого состояния.

В дальнейшем для простоты расчёта поровую жидкость будем считать несжимаемой. Принимаем, что поровая жидкость не сопротивляется сдвиговым деформациям. Таким образом, в ней возникает лишь гидродинамическое давление  $P$ .

Для упрощения расчёта принимаем, что давление в поровой жидкости не вызывает в «скелете» мезги дополнительную деформацию.

В мезге, полностью насыщенной маслом, соотношение фаз в единице объёма, очевидно, контролируется её коэффициентом пористости. Свободный незащемлённый воздух, непосредственно сообщаемого с внешней атмосферой, не требует дополнительного большого давления при консолидации мезги. Соотношение объёма масла и незащемлённого воздуха необходимо установить экспериментально.

В виду малых скоростей перемещения обеих фаз фильтрационное течение считаем ламинарным.

Уравнение неразрывности жидкой фазы в прямоугольной системе координат будет иметь вид:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0. \quad (8)$$

где  $u_x, u_y, u_z$  - скорость фильтрации жидкой фазы по осям  $x, y, z$ .

Твёрдая фаза мезги, на первых этапах прессования в своих порах содержит свободное масло, а при конечных этапах прессования поверхность твёрдых частиц может быть покрыта тонким слоем масла, связанного молекулярными силами. Поэтому правомерно считать, что твёрдая фаза мезги обладает текучестью и её уравнение неразрывности в прямоугольной системе координат может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \quad (9)$$

где  $v_x, v_y, v_z$  расход твёрдых частиц через единицу площади перпендикулярно осям  $x, y, z$ .

В случае процесса прессования и фильтрации масла через слой перемещаемой мезги по поверхности шнекового вала «скелет» мезги

деформируется и, следовательно, находится в движении относительно поровой жидкости. Процесс фильтрации для такого случая описывается зависимостью Дарси – Герсеванова [4]

$$\left. \begin{aligned} u_x - \varepsilon v_x &= -k \left( \frac{\partial H}{\partial x} - i_0 \right); \\ u_y - \varepsilon v_y &= -k \left( \frac{\partial H}{\partial y} - i_0 \right); \\ u_z - \varepsilon v_z &= -k \left( \frac{\partial H}{\partial z} - i_0 \right); \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где  $i_0$  - начальный градиент напора.

Дифференциальная форма уравнения Дарси-Герсеванова для направлений  $x, y, z$  имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial x} - \varepsilon_x \frac{\partial v_x}{\partial x} - v_x \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} &= -\frac{\partial}{\partial x} k_x \frac{\partial H}{\partial x}, \\ \frac{\partial u_y}{\partial y} - \varepsilon_y \frac{\partial v_y}{\partial y} - v_y \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} &= -\frac{\partial}{\partial y} k_y \frac{\partial H}{\partial y}, \\ \frac{\partial u_z}{\partial z} - \varepsilon_z \frac{\partial v_z}{\partial z} - v_z \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} &= -\frac{\partial}{\partial z} k_z \frac{\partial H}{\partial z}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Суммируем уравнения (11) с учётом уравнения неразрывности жидкой фазы, получим уравнение фильтрации масла через слой мезги в шнековом прессе в декартовой прямоугольной системе координат

$$\begin{aligned} &\left( \varepsilon_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + \varepsilon_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + \varepsilon_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \left( v_x \frac{\partial \varepsilon_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial \varepsilon_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial \varepsilon_z}{\partial z} \right) = \\ &= \left( \frac{\partial}{\partial x} k_x \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} k_y \frac{\partial H}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} k_z \frac{\partial H}{\partial z} \right). \end{aligned} \quad (12)$$

Процесс фильтрации масла через слой мезги в шнековом прессе сводится к решению пространственной задачи с осевой симметрией в цилиндрических координатах. При постоянных величинах коэффициентов фильтрации, равных  $k_\rho$  в радиальном и  $k_z$  в осевом направлениях и несжимаемости поровой жидкости правую часть уравнения (12) можно преобразовать к следующему виду

$$\begin{aligned} &\frac{1}{\gamma} \left( \frac{\partial}{\partial x} k_x \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} k_y \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} k_z \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \\ &= k_\rho \frac{1}{\gamma} \left( \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} \right) + k_z \frac{1}{\gamma} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2}. \end{aligned} \quad (13)$$

где  $\gamma$  - удельный вес порового масла;

$P$  - гидродинамическое давление в поровом масле.

Тогда уравнение фильтрации масла в деформируемой пористой среде мезги в цилиндрических координатах можно записать

$$\left[ \varepsilon_r \frac{\partial v_r}{\partial r} (\sin \varphi + \cos \varphi) + \varepsilon_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] + \left[ v_r \frac{\partial \varepsilon_r}{\partial r} (\sin \varphi + \cos \varphi) + v_z \frac{\partial \varepsilon_z}{\partial z} \right] =$$

$$= k_r \frac{1}{\gamma} \left( \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + k_z \frac{1}{\gamma} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2}. \quad (14)$$

где  $\varphi$  - угол поворота рассматриваемой плоскости относительно горизонтали.

В прессуемой массе имеет место две системы давления: нейтральное и эффективное, а их сумма составляет полное гидростатическое давление. Нейтральное давление определяется напором фильтруемого масла, эффективное давление воспринимается скелетом мезги. Разработка теории о распределении для любого момента времени давления в поровой жидкости является основной задачей теории консолидации. Поэтому для использования полученного уравнения фильтрации необходимо вывести уравнение консолидации мезги, по которому можно определить нейтральное давление в рабочей зоне пресса.

Продифференцируем зависимость (2) по радиальному и осевому направлениям

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} &= \frac{a}{\sigma_{\Sigma r}} \frac{\partial \sigma_{\Sigma r}}{\partial r}; \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} &= \frac{a}{\sigma_{\Sigma z}} \frac{\partial \sigma_{\Sigma z}}{\partial z}; \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

где  $\sigma_{\Sigma r}, \sigma_{\Sigma z}$  - суммарные удельные радиальные и осевые напряжения в скелете и поровом масле.

Подставляя значения (2) и (15) в уравнение (14) получим уравнение консолидации мезги в шнековом прессе в цилиндрической системе координат:

$$\left[ (a \ln \sigma_{\Sigma r} + b) \frac{\partial v_r}{\partial r} (\sin \varphi + \cos \varphi) + (a \ln \sigma_{\Sigma z} + b) \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] +$$

$$+ v_r \frac{a}{\sigma_{\Sigma r}} \frac{\partial \sigma_{\Sigma r}}{\partial r} (\sin \varphi + \cos \varphi) + v_z \frac{a}{\sigma_{\Sigma z}} \frac{\partial \sigma_{\Sigma z}}{\partial z} =$$

$$= k_r \frac{1}{\gamma} \left( \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + k_z \frac{1}{\gamma} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2}. \quad (16)$$

В начале процесса уплотнения маслонасыщенной мезги мгновенно возникают касательные напряжения при отсутствии объёмных деформаций и последующее постепенное нарастание только объём-

ных деформаций и отвечающих им нормальных напряжений при неизменных касательных напряжениях.

В соответствии с этим напряжения в мезге могут быть для любого момента времени записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\Sigma r} &= \sigma_r + p \\ \sigma_{\Sigma z} &= \sigma_z + p \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

где  $\sigma_r, \sigma_z, p$  - напряжения в скелете мезги и гидродинамическое давление в масле.

Тогда уравнение (16) может быть записано

$$\begin{aligned} k_r \frac{1}{\gamma} \left( \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + k_z \frac{1}{\gamma} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \\ \left\{ \left[ a \ln(\sigma_r + p) + b \right] \frac{\partial v_r}{\partial r} (\sin \varphi + \cos \varphi) + \left[ a \ln(\sigma_z + p) + b \right] \frac{\partial v_z}{\partial z} \right\} + \\ + v_r \frac{a}{\sigma_r + p} \left( \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial p}{\partial r} \right) (\sin \varphi + \cos \varphi) + v_z \frac{a}{\sigma_z + p} \left( \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial z} \right). \end{aligned} \quad (18)$$

Таким образом, мы получили эллиптический тип уравнения Пуассона в частных производных, которое можно коротко записать

$$k_r \frac{1}{\gamma} \left( \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + k_z \frac{1}{\gamma} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = q(r, z), \quad (19)$$

где

$$\begin{aligned} q(r, z) = \left\{ \left[ a \ln(\sigma_r + p) + b \right] \frac{\partial v_r}{\partial r} (\sin \varphi + \cos \varphi) + \left[ a \ln(\sigma_z + p) + b \right] \frac{\partial v_z}{\partial z} \right\} + \\ + v_r \frac{a}{\sigma_r + p} \left( \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial p}{\partial r} \right) (\sin \varphi + \cos \varphi) + v_z \frac{a}{\sigma_z + p} \left( \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial z} \right). \end{aligned} \quad (20)$$

Решение уравнения (19) сводится к задаче Дирихле – Неймана. В этой задаче краевые условия на части поверхности задаются искомой функцией  $p$  - давления (задача Дирихле), а на части поверхности задаются значения производной  $\frac{\partial p}{\partial n}$  - поток через поверхность (задача Неймана). Мы получили два эллиптических уравнения Пуассона в частных производных.

В нашем случае нижняя, левая и правая границы непроницаемы, это является условием равенства нулю нормальной составляющей скорости потока жидкости (граничные условия Неймана). Из закона Дарси следует, что при этом

$$\left( \frac{\partial p}{\partial x_n} \right) \Big|_{\Sigma} = 0, \quad (21)$$

Нормальные граничные условия для непроницаемых границ имеют вид

$$\frac{\partial}{\partial z} p(z_n, r_j) = p_z(z_n, r_j) = 0.$$

На проницаемой границе условия обычно задаются либо в скоростях потока, либо в давлениях. В нашем случае проницаемой границей является цилиндрическая поверхность зеера. Граничное условие удобно задать в скоростях в виде (задача Дирихле)

$$v_n = -k_\phi \left( \frac{\partial p}{\partial x_n} \right) \Big|_\Sigma. \quad (22)$$

Значение нормальной составляющей скорости должно быть известно для всех точек границы и для всего интервала времени.

Численные исследования процессов отжима и фильтрации будут произведены на основании математической модели консолидации методом разностей в системе Matlab. Однако для проведения таких расчётов необходимо провести дополнительные экспериментальные исследования для определения ряда реологических свойств мезги.

#### *Выводы.*

1. Впервые получена математическая модель процессов отжима мезги и фильтрации масла в шнековом прессе в виде одновременно протекающих и взаимосвязанных процессов, с учётом непрерывного изменения пористости мезги и давления в масле, заполняющего поры скелета мезги. Для замыкания системы дифференциальных уравнений получена зависимость между давлением, которое испытывает мезга и степенью её сжатия.

2. Для проведения численных исследований на основании полученной модели необходимо провести дополнительные экспериментальные исследования для определения следующих реологических свойств мезги: зависимости между вязкостью массы и различными параметрами, влияющими на неё, – температурой, скоростью сдвига и продолжительностью внешних воздействий; зависимости коэффициентов фильтрации масла от коэффициентов пористости, а также объём свободного воздуха в мезге в зависимости от коэффициента пористости.

#### *Литература.*

1. *Голдовский А.М.* Теоретические основы производства растительных масел /*Голдовский А.М.* – М.: Пищепромиздат, 1958. – 446 с.
2. *Зарецкий Ю.К.* теория консолидации грунтов. /*Ю.К. Зарецкий, под редакцией Н.А. Цытовича.* – М.: Наука, 1967. – 268 с.
3. *Масликов В.А.* Упругие свойства мезги и работа, затрачиваемая на её сжатие /*В.А. Масликов* //Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. – 1962. – №2. – с. 130 – 133.

4. *Флорин В.А* Основы механики грунтов. Том II. Деформация и устойчивость оснований сооружений. /*В.А. Флорин* – Л. – М.: Стройиздат, 1961. – 544 с.
5. *Флорин В.А*. Основы механики грунтов. Том I. Общие зависимости и напряжённое состояние оснований сооружений /*В.А. Флорин* . – М.-Л.: Стройархитектура, Стройматериалы, 1959. – 335 с.

## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ОТЖИМУ МЕЗГИ ОЛІЙНИХ НАСІНЬ У ШНЕКОВИХ ПРЕСАХ**

Ткаченко В.О., Дідур В.А., Ткаченко О.В., Дідур В.В.

### *Анотація*

На основі теорії консолідації розроблена математична модель процесу консолідації мезги з насіння олійних культур у шнекових пресах, що враховує одночасне протікання двох процесів пресування «кістяка» мезги й фільтрації олії через шар цього «кістяка». Отримано рівняння консолідації мезги, що дозволяє визначити гідродинамічний тиск у поровій рідині, і рівняння фільтрації олії з урахуванням безперервного зменшення пористості мезги.

## **MATHEMATICAL MODEL OF PROCESS PRESS SUSPENSION OF VEGETABLE OILS IN SPIRAL PRESS**

V. Tkachenko, V. Didur, A. Tkachenko, V. Didur.

### *Summary*

On the basis of the consolidation theory the mathematical model simultaneously considering course of two processes pressing of "skeleton" suspension and a filtration of oil through a layer of this "skeleton" in spiral press is developed. The consolidation equation suspension is received, allowing defining hydrodynamic pressure in time liquids, and the equation of a filtration of oil with the account of continuous reduction of porosity suspension.

УДК 631.311

## ДО ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ОПТИМАЛЬНИХ КОМПЛЕКСІВ МАШИН ДЛЯ КОЛІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРОБСТВА

Кувачов В.П., к.т.н.,

Кольцов М.П., к.с.-г.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел./факс (0619) 42-12-65; e-mail: kuvachoff@mail.ru

**Анотація** – в роботі запропоновано концептуальну схему методики обґрунтування структури машинно-тракторного парку для розрахунку його раціонального складу в колійній системі землеробства та параметрів технологічної колії.

**Ключові слова** – колійна технологія землеробства, постійна технологічна колія, машинно-тракторний агрегат, статистичне моделювання.

*Постановка проблеми.* У технологічних процесах вирощування с.-г. культур агрегати, які використовуються на виконанні рілних операцій, як правило, мають різну ширину захвату, а енергозасоби – різну колію. Велика кількість проходів машинно-тракторних агрегатів, особливо у весняний період, призводить до переущільнення ґрунту ходовими системами машин. Внаслідок чого розвивається деградація його механічної структури, значно погіршується водно-повітряний режим і т.д.

Одним із напрямків значення шкідливої ущільнюючої дії є керування (маршрутизація) руху МТА (Controlled Traffic Farming - CTF), що передбачає переміщення ходових систем по постійній технологічній колії [1].

В сучасних ринкових умовах різнотипності господарств за формами власності, посівними площами та при наявності на ринку широкого спектру сільгосптехніки, з особливою актуальністю постає проблема оптимізації комплексів машин, їх оцінки при виборі, закупівлі та застосуванні у колійній системі землеробства. Вибір оптимальних комплексів машин залежить від критеріїв, які застосовуються при їх обґрунтуванні.

*Аналіз останніх досліджень.* Застосовується кілька систем оцінки машин. У землеробстві оцінювані показники класифікуються за сту-

пенем виконання агротехнічних, технічних експлуатаційних та економічних вимог [2, 3]. Це найповніша система оцінки машин, що передбачає визначення 70-ти окремих показників. Але ці системи не орієнтовані на визначення критеріїв оптимізації комплексів машин для ПТК. Через що залишається поза увагою важливі фактори узгодження колії ходових систем енергозасобів і с.-г машин МТА та ширини захвату технологічного комплексу машин за умов повного використання ними тягового зусилля енергозасобу.

*Формулювання цілей статті.* Дослідження, які спрямовані на поглиблення методики обґрунтування структури машинно-тракторного парку, зокрема при колійній системі землеробства, відносяться до важливих та актуальних напрямків та складають зміст теоретичних досліджень роботи.

*Основна частина.* Припустимо, що одну й ту ж механізовану технологічну операцію з якістю, яка задовольняє агротехнічні вимоги, за умов колійної технології землеробства можна виконати певною кількістю машинних агрегатів з певною множиною варіантів агрегування тракторів і с.-г. машин.

Категорично однозначною умовою успішного виконання роботи машинним агрегатом є дотримання останнім агротехнічних вимог, визначених системою технологічних операцій, тобто технологією вирощування. Іншими словами, машинний агрегат або здатний досягти визначеної якості виконання механізованої технологічної операції й тим самим підтримати запланований технологічний рівень виробництва, або не здатний і категорично не може бути включений до складу комплексу машин.

В нашому випадку крок технологічної колії (Н) визначений шириною захвату агрегатів ( $B_p$ ) ( $B_p = k \cdot H$ ,  $k = 1, 2 \dots n$ ), а її ширина ( $K_H$ ) визначена колією коліс енергозасобів ( $K_T$ ) (рис. 1).

Відомо, що ширину колії коліс для певної групи енергозасобів можна збільшувати (знову ж таки до певних значень  $[K_T; K_T^{\max}]$ ). Тоді можлива ширина поля під технологічну зону на ґрунті (або поля ширини сліду для руху машин) становить  $\Delta b_k = 0,5(K_T^{\max} - K_T) + b_T$ , де  $b_T$  – ширина сліду від рушія енергозасобу (див. рис. 1).

В такому випадку необхідною умовою для прийняття рішення про альтернативність варіанту агрегату для колійної системи землеробства є відповідність параметрів колії ходових систем с.-г. машин і енергозасобів. Тобто, рушії с.-г. машин повинні знаходитися в полі технологічній зоні (див. рис. 1). А значить, колія коліс машин  $K_M$  та ширина відбитку сліду від їх рушіїв  $b_M$  повинні задовольнити умові  $K_M \in [(K_T - b_T + b_M); (K_T^{\max} + b_T - b_M)]$ .

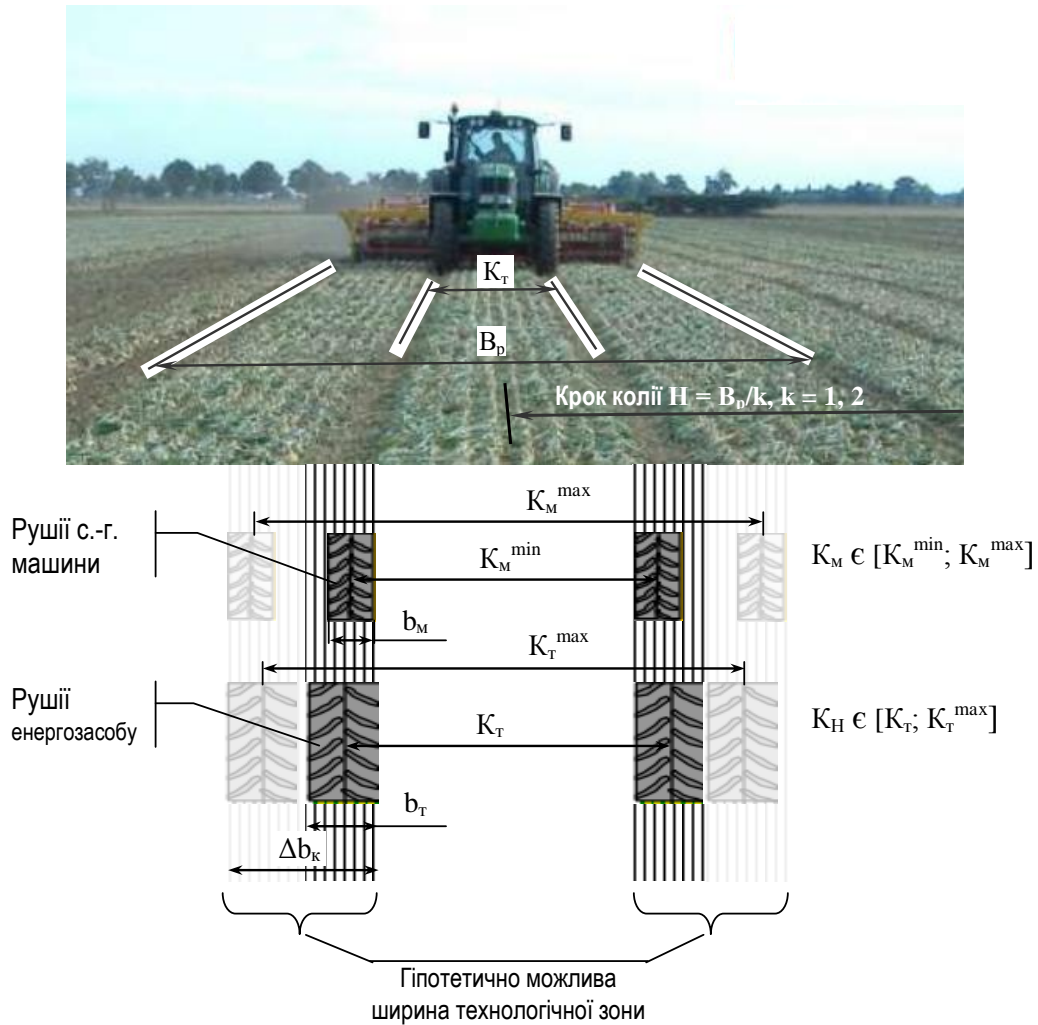


Рис. 1. Характеристики МТА в колійній системі землеробства.

Ширина ж захвату агрегату обирається за умов найбільшого використання тягового зусилля енергозасобу при роботі на  $L$ -ій передачі  $\xi_L$ :

$$\xi_L = \left( \frac{R_a + G_o \cdot i / 100}{P_{\text{ед}L}} \right) \leq [\xi_p], \quad (1)$$

де  $R_a$  – тяговий опір с.-г. знаряддя;

$G_o$  – вага енергозасобу;

$i$  – середній ухил поверхні поля, %;

$P_{\text{кр}}$  – тягове зусилля на гаку на передачі  $L$ ;

$[\xi_p]$  – припустимий ступінь завантаження енергозасобу за тягою.

І нарешті, результат обґрунтування величини кроку технологічної колії і, як наслідок, комплексу машинно-тракторних агрегатів проводиться на підставі узагальнюючого аналізу характеристик альтернативних варіантів машин з відповідною шириною захвату і колією ходових систем кожної. Методологічна схема прийняття рішення наве-



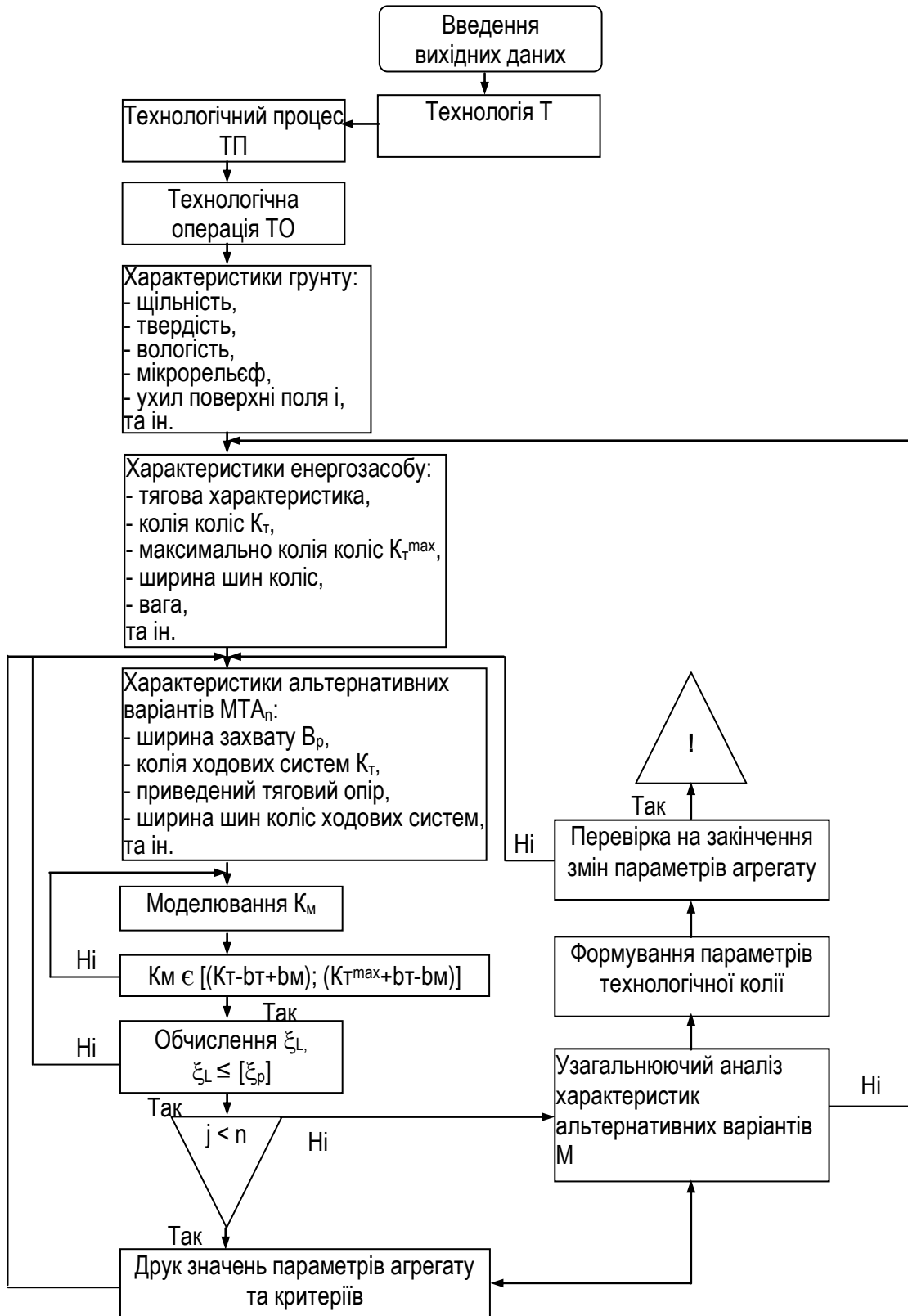


Рис. 3. Алгоритм статистичного моделювання оптимального комплексу машин та параметрів технологічної колії.

*Висновок.* Запропонована концептуальна схема методики обґрунтування структури машинно-тракторного парку допомагає розраху-

вати раціональний склад машинно-тракторних агрегатів для колійної технології землеробства, а також самі параметри технологічної колії.

*Література.*

1. *Надикто В.* Колійна технологія землеробства / *В.Надикто* // Farmer. – 2011. – №1. – С. 22-23.
2. *Бурилко Г.Д.* Концептуальна схема методики обґрунтування структури машинно-тракторного парку / *Г.Д.Бурилко* // Техніка і технології АПК. - 2010. - №2. - С. 30-33.
3. *Пастухов В.І.* Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук / *В.І.Пастухов.* - Харків, 2004. – 40 с.

**К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ  
КОМПЛЕКСОВ МАШИН ДЛЯ КОЛЕЙНОЙ СИСТЕМЫ  
ЗЕМЛЕДЕЛИЯ**

Кувачев В.П., Кольцов Н.П.

*Аннотация*

**В работе предложена концептуальная схема методики обоснования структуры машинно-тракторного парка для расчета его рационального склада в коллейной системе земледелия и параметров технологической колееи.**

**THE PROBLEM OF MODELING OPTIMAL COMPLEX OF  
MACHINES FOR COLANE FARMING SYSTEMS**

V. Kuvachov, M. Kol'tsov.

*Summary*

**The paper proposes a conceptual framework for methodology studies the structure of the machine and tractor for the calculation of its warehouse management system koleyni the-mledeliya and parameters of the technological track.**

УДК 631.35:621.225

## **ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ КАЧАЮЩЕГО УЗЛА ГИДРОАГРЕГАТОВ НА ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ ТРАНСМИССИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

Литовка С.В., інженер.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П.Василенка*

тел. (097) 5685477

**Аннотация** – увеличение зазоров качающих узлов гидроагрегатов объемного гидропривода трансмиссии (ОГТ) сельскохозяйственных машин (СХМ) приводит к уменьшению коэффициента подачи насоса и объемного коэффициента полезного действия (КПД) гидромотор. При этом, при прочих равных условиях, уменьшение коэффициента подачи насоса происходит более интенсивно, чем объемного КПД гидромотора.

**Ключевые слова** – зерноуборочный комбайн, объемный гидропривод трансмиссии, коэффициент подачи насоса.

*Постановка проблемы.* Анализ показателей надежности гидронасыщенных мобильных сельскохозяйственных машин (СХМ) показывает, что около 30% отказов в условиях эксплуатации приходится на ОГТ. Это приводит к незапланированным затратам, связанных с простоем машин во время ремонта. Особенно актуально это для зерноуборочных комбайнов, так как превышение технологических сроков уборки влечет за собой огромные потери урожая и одновременно повышает себестоимость зерна.

*Анализ последних исследований.* Анализ литературных источников [1-3] показал, что современные зерноуборочные комбайны ДОН-1500Б/1500М/2600/091, Вектор, Acros, Енисей ("Руслан"), кормоуборочные ДОН-68СМ, Енисей-324, Полесье-250, корнеуборочные и ботвоуборочные РКМ, КСК, косилки-плющилки ДОН-800, КГ1С-5Г, зарубежная техника корпораций «John Deere», «Challenger», «New-Holland», «Claas», «Case», «Massey Ferguson», «Fendt», «Valtra», а также отечественные комбайны «Славутич», КЗС-9-1, КЗС-9М и т.д. оснащены различными гидрофицированными узлами, в том числе объемным гидроприводом трансмиссий (ОГТ) типа ГСТ.

*Формулирование целей статьи.* Целью работы является установление функциональной связи между величинами зазоров качающих узлов ОГТ и их выходными параметрами.

*Основная часть.* Наиболее широкое применение в ОГТ отечественных кормо- и зерноуборочных комбайнов нашли аксиальнопоршневые регулируемые насосы с наклонным диском марки НП 90 и аксиальнопоршневые нерегулируемые гидромоторы с наклонным диском марки МП 90, предназначенные для закрытых гидрообъемных систем трансмиссий типа ГСТ-90, которые производятся Кировоградским заводом «Гидросила». Этот класс гидромашин выгодно отличается от других за счет высокой унификации и взаимозаменяемости узлов и составных частей, их производителями являются ведущие предприятия «Hamilton Sundstrand», «Eaton» (США), «Danfos» (Дания), «Sauer-Danfoss» (Дания), «Rexroth-Bosch» (Германия), «Europarts» (Словакия), «Гидромаш» (Россия) и др.

Детальный анализ причин, которые привели к потере работоспособного состояния ОГТ, показал, что значительная их часть (около 20%) обуславливается эксплуатационными отказами. К ним можно отнести эксплуатацию гидравлических трансмиссий на загрязненных рабочих жидкостях (РЖ), несвоевременная замена фильтрующих элементов и качество проведения работ по техническому обслуживанию (ТО) и диагностированию гидравлических агрегатов не в соответствии с техническими требованиями [3].

Критерием предельно-допустимого технического состояния ОГТ является снижение коэффициента подачи насоса или гидромеханического КПД гидромотора не более чем на 20% [4, 5].

Как свидетельствует анализ дефектов гидромашин ОГТ, основным процессом, приводящим их к утере работоспособности, следует считать процессы износа качающего узла, а точнее рабочих поверхностей поршней и втулок блока цилиндров (поршневая пара), торцовых поверхностей распределителя и приставного дна (распределительная пара), и поверхностей пяты – опора (рис.1) [3, 6, 7].

Износ сопряжений гидропривода в значительной степени определяется условиями и режимами эксплуатации СХМ, технологической средой, в которой они работают, качеством проведения ТО, а также применяемой РЖ.

Как известно коэффициент подачи насоса определяется выражением

$$\eta_{ii} = 1 - \frac{Q_{o\delta}}{Q_{\delta}}, \quad (1)$$

где  $Q_{o\delta}$  – общие утечки РЖ качающего узла гидромашин;

$Q_{\delta}$  – теоретическая подача качающего узла гидромашин.

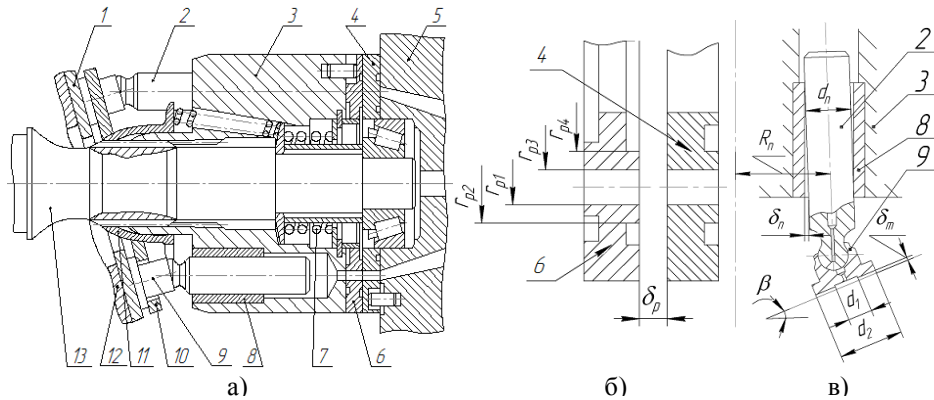


Рис. 1. Качающий узел гидромашины ОГТ: а) качающий узел в сборе; б) схема распределительной пары; в) схема поршневой пары; 1 – опорное кольцо; 2 – поршень; 3 – блок цилиндров; 4 – распределитель стальной; 5 – крышка задняя; 6 – распределитель латунный (приставное дно); 7 – пружина; 8 – втулка; 9 – опорная пята; 10 – сепаратор; 11 – втулка сферическая; 12 – наклонный диск; 13 – вал.

Объемный КПД гидромотора определяется выражением

$$\eta_{ii} = \frac{Q_{\partial}}{Q_{\partial} + Q_{\partial\partial}}. \quad (2)$$

Теоретическая подача качающего узла гидромашины [8]

$$Q_T = \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot L_n}{4} \cdot \omega \cdot z_n, \quad (3)$$

где  $d_n$  – диаметр втулки;

$L_n$  – ход поршня;

$\omega$  – номинальная скорость вращения вала;

$z_n$  – число поршней в гидромашине.

Общие утечки РЖ качающего узла гидромашины

$$Q_{\partial\partial} = Q_{\partial\partial}^{i\bar{e}} + Q_{\partial\partial}^{\partial} + Q_{\partial\partial}^n, \quad (4)$$

где  $Q_{\partial\partial}^{i\bar{e}}$  – утечки РЖ в поршневой паре;

$Q_{\partial\partial}^{\partial}$  – утечки РЖ в распределительной паре;

$Q_{\partial\partial}^n$  – утечки РЖ в пяте и опоре.

Утечки РЖ через кольцевую щель поршневой пары с учетом эксцентриситета и осреднения по времени нагнетания имеют вид [8]

$$Q_{\partial\partial}^{i\bar{e}} = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot \delta_n^3 \cdot d_n \cdot z_n}{48 \cdot \mu} \cdot \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{e}{\delta_n} \right)^2 \right) \cdot \left( \frac{2 \cdot L_3 + L_n}{L_3 \cdot (L_3 + L_n)} \right), \quad (5)$$

где  $\Delta P$  – перепад давления жидкости в полостях перед поршнем и за поршнем;

$\delta_n$  – кольцевой зазор поршневой пары;

$\mu$  – динамическая вязкость жидкости;

$L_3$  – длина заделки плунжера;

$e$  – эксцентриситет.

Утечки РЖ через торцевое отверстие распределительной пары с учетом волнистости рабочих поверхностей в зоне нагнетания по данным работы [9]

$$Q_{\dot{\omega}\dot{\omega}}^{\delta} = \frac{\pi \cdot \delta_n^3 \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \dot{a}^2\right)}{24 \cdot \mu} \cdot \left[ \frac{\Delta D + \frac{3}{20} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{p2}^2 - r_{p1}^2)}{\ln\left(\frac{r_{p2}}{r_{p1}}\right)} + \frac{\Delta P - \frac{3}{20} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{p3}^2 - r_{p4}^2)}{\ln\left(\frac{r_{p3}}{r_{p4}}\right)} \right], \quad (6)$$

где  $\delta_p$  – торцевой зазор в распределительной паре;

$a$  – отношение амплитуды волнистости поверхности к величине зазора;

$\rho$  – плотность РЖ;

$r_{p1}, r_{p2}$  – расстояние между осью вращения и, соответственно, внутренней и наружной стороной большего уплотнительного пояса;

$r_{p3}, r_{p4}$  – расстояние между осью вращения и, соответственно, наружной и внутренней стороной меньшего уплотнительного пояса.

Утечки РЖ в пяте и опоре в зоне нагнетания примут вид [8]

$$Q_{\dot{\omega}\dot{\omega}}^n = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot \left( 3 \cdot \cos \beta \cdot \left( \mu \cdot \omega \cdot \left[ \frac{R_n}{d_n} \cdot \left( \frac{d_2}{d_n} \right)^2 \cdot \left( 1 - \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right) \right] \right)^2 \right)^{\frac{3}{4}} \cdot d_n^3}{6 \cdot \mu \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \cdot (4 \cdot \Delta P^2)^{\frac{3}{4}}} \cdot \frac{z_n}{2}, \quad (7)$$

где  $\beta$  – угол наклона опорной пяты;

$R_n$  – расстояние от оси плунжера до оси блока цилиндра;

$d_1, d_2$  – внутренний и внешний диаметры опорного пояса пяты.

Подставляя зависимости (3), (4), (5), (6) в выражения (1), (2) и их преобразуя получаем коэффициент подачи насоса и объемный КПД гидромотора, как функцию зазоров в поршневых и распределительных парах качающего узла гидромашин ОГТ.

Расчеты производим применительно к ОГТ зерноуборочного комбайна Дон-1500. Результаты расчетов коэффициента подачи насоса и объемного КПД гидромотора представлены на рис. 2.

Из анализа графиков на рис. 2 видно, что при одинаковой интенсивности увеличения зазоров в сопряжениях насоса и гидромотора, при прочих равных условиях, уменьшение коэффициента подачи насоса происходит более интенсивно, чем уменьшение объемного КПД гидромотора.

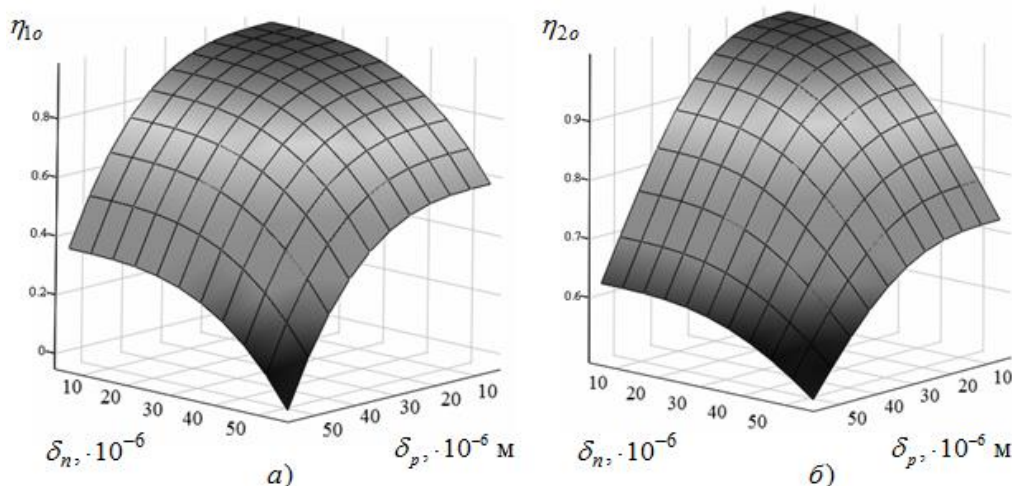


Рис. 2. Зависимости коэффициента подачи насоса а) и объемного КПД гидромотора б) от зазоров в поршневых и распределительных парах качающего узла гидромашин ОГТ.

*Выводы.* Структурными параметрами ОГТ, непосредственно характеризующими коэффициент подачи насоса и объемного КПД гидромотора, являются зазоры в поршневых и распределительных парах качающего узла гидромашин. Увеличение зазоров качающих узлов гидромашин ОГТ приводит к уменьшению коэффициента подачи насоса и объемного КПД гидромотора. При этом, при прочих равных условиях, уменьшение коэффициента подачи насоса происходит более интенсивно, чем объемного КПД гидромотора.

#### Литература.

1. Черейский П.М. Влияние износа на работу гидропривода трансмиссии / П.М. Черейский, П.Т. Мельянцева // Техника в сельском хозяйстве. – 1988. – №3. – С. 63–64.
2. Пруцков Ф.М. Интенсивная технология возделывания зерновых культур / Ф.М. Пруцков, И.П. Осипов. – М.: Росагропромиздат, 1990. – 269 с.
3. Мельянцева П.Т. Оцінка технічного стану робочої рідини агрегатів гідроприводу трансмісії кормо- та зернозбиральних комбайнів в умовах експлуатації / П.Т. Мельянцева, Є.В. Калганков, О.І. Кириленко // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2008. – № 2. – С. 86–90.
4. Насосы аксиальнопоршневые НП33, НП52, НП71, НП90, НП112 и их исполнения. Паспорт. – Кировоград: Частное акционерное общество «Гидросила АПМ», 2009. – 23 с.
5. Гидромоторы аксиальнопоршневые МП33, МП52, МП71, МП90, МП112-1 и их исполнения. Паспорт. – Кировоград: Частное акционерное общество «Гидросила АПМ», 2009. – 17 с.

6. *Черейский П.М.* Алгоритмы диагностирования гидропривода трансмиссии / *П.М. Черейский, Р.И. Бурнашев, П.Т. Мельянцева* // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1990. – № 5. – С. 47-50.
7. *Галин Д.А.* Оценка работоспособности и повышение долговечности объемного гидропривода ГСТ-90: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.03 “Технологии и средства техн. обслужив. в сельском хозяйстве” / *Д.А. Галин*. – Саранск, 2007. – 18 с.
8. *Баица Т.М.* Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / *Баица Т.М.* – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
9. *Sneck H.* Торцовое уплотнение с эксцентриситетом и тангенциально изменяющейся толщиной плёнки / *J. Sneck* // Проблемы трения и смазки. – 1969. – Т. 91. – Серия F. – № 4. – С. 158–164.

## **ВПЛИВ ЗАГОРІВ КАЧАЮЧОГО ВУЗЛА ГІДРОАГРЕГАТІВ НА ВИХІДНІ ПАРАМЕТРИ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ТРАНСМІСІЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

*Літовка С.В.*

### *Анотація.*

**Збільшення зазорів качаючих вузлів гідроагрегатів об'ємного гідроприводу трансмісії сільськогосподарських машин призводить до зменшення коефіцієнта подачі насоса і об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотор. При цьому, за інших рівних умов, зменшення коефіцієнта подачі насоса відбувається інтенсивніше, ніж об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотора.**

## **INFLUENCE OF CLEARANCES OF THE SWINGING KNOT OF HYDROUNITS FOR THE OUTPUT PARAMETERS OF THE VOLUME HYDRODRIVE OF TRANSMISSIONS OF AGRICULTURAL MACHINES**

*S. Litovka*

### *Summary*

**The increase of clearances of swinging knots of hydrounits of a volume hydrodrive of transmission of agricultural machines leads to reduction of delivery rate of the pump and volume efficiency the hydromotor. Thus, with other things being equal, reduction of delivery rate of the pump occurs more intensively, than volume efficiency of the hydromotor.**

УДК 631.37

## ВПЛИВ СХЕМИ І РЕЖИМУ РУХУ ЖНИВАРНО – ЛУЩИЛЬНОГО АГРЕГАТУ НА ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ ЙОГО РОБОТИ

Назін А.Є., асп. \*

Скляр О.Г., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-12-65

**Анотація** – приведено аналіз впливу конструктивної схеми і режиму руху жниварно-лущильного агрегату на якісні показники його роботи

**Ключові слова** – жниварка, валок, жниварно - лущильний агрегат, керованість, стійкість.

*Постановка проблеми.* Якщо значну кількість конструктивних параметрів та режимів руху жниварно – лущильного агрегату можна обґрунтувати шляхом теоретичного аналізу [1], то оцінка якісних показників його роботи потребує проведення лабораторно-польових досліджень. Результати саме такої роботи і викладені в даній статті.

*Методика.* В схемному плані жниварно - лущильний агрегат виглядав наступним чином. Згідно з результатами теоретичний досліджень трактор був налаштований на прямий хід. На передній його навісний механізм навішували валкову жниварку, а на задній - дискову борону. Останню приєднували за двома варіантами. Перший передбачав її шарнірне, а другий – нерухоме положення в горизонтальній площині відносно поздовжньої осі трактора.

Під час проведення лабораторно – польових досліджень МТА рухався на двох передачах, які забезпечували йому швидкість переміщення 1,8 і 2,4 м/с. Характеристика агротехнічного фону представлена в табл.1.

Таблиця 1

Характеристика агротехнічного фону

Показник	Значина
1	2
Вологість ґрунту (%) в шарі: 0...5 см	14,2
5...10 см	22,4
10...15 см	26,6

\* Науковий керівник – к.т.н., доц. Скляр О.Г.

© інженер Назін А.Є., к.т.н., доц. Скляр О.Г.

продовження таблиці 1.

1	2
Щільність ґрунту в шарі 0...15 см, г/см <sup>3</sup>	1,26
Урожайність пшениці, ц/га	30,8
Густота рослин, шт/м <sup>2</sup>	382
Середня значина висоти рослин, м	0,68
Втрати зерна від самоосипання, %	0,1
Забур'яненість посівів, г/м <sup>2</sup>	16,8

*Основна частина.* Як показав аналіз експериментальних даних, зі збільшенням швидкості руху жниварно – луцильного агрегату дисперсія коливань кута повороту керованих коліс трактора збільшувалась на 8...10% (рис.1).

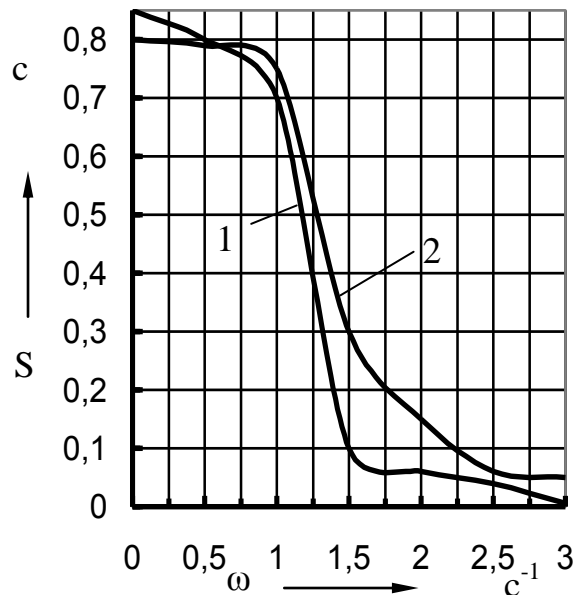


Рис. 1. Нормовані спектральні щільності кута повороту керованих коліс трактора при різних швидкостях руху жниварно – луцильного агрегату: 1- 1,8 м/с; 2 – 2,4 м/с.

Причому, незалежно від способу (схеми) агрегування задньонавісної дискової борони: шарнірне чи жорстке приєднання в горизонтальній площині. Спектр коливань вхідного сигналу був при цьому також ширшим. Якщо за швидкості руху 1,8 м/с частота зрізу нормованої спектральної щільності коливань кута  $\alpha$  була 1,5 с<sup>-1</sup>, то при  $V_0 = 2,4$  м/с вона становила 2,5 с<sup>-1</sup>, тобто зростала майже в 1,7 рази (див. рис.1).

Такий результат можна пояснити тим, що при більшій швидкості переміщення жниварно - луцильного МТА механізатор змушений з більшою частотою впливати на кермо трактора. Інакше агрегат гірше відслідковуватиме траєкторію його попереднього проходу.

Із-за досить високих інерційних властивостей жнивально - луцильного агрегату зміна швидкості його робочого руху значно менше впливала на дисперсію і спектр коливань курсового кута трактора. Особливо при жорсткому приєднанні ґрунтообробного знаряддя у горизонтальній площині.

Такий варіант агрегування дискової борони забезпечує більш тісний кореляційний зв'язок між кутом повороту керованих коліс трактора (керуючий вплив) і його курсовим кутом. Позитивна максимальна значина нормованої кореляційної функції взаємозв'язку цих параметрів становить 0,82. Водночас, при шарнірному приєднанні ґрунтообробного знаряддя ця оцінка сягає лише позначки 0,6, тобто на 25% менше (рис.2).

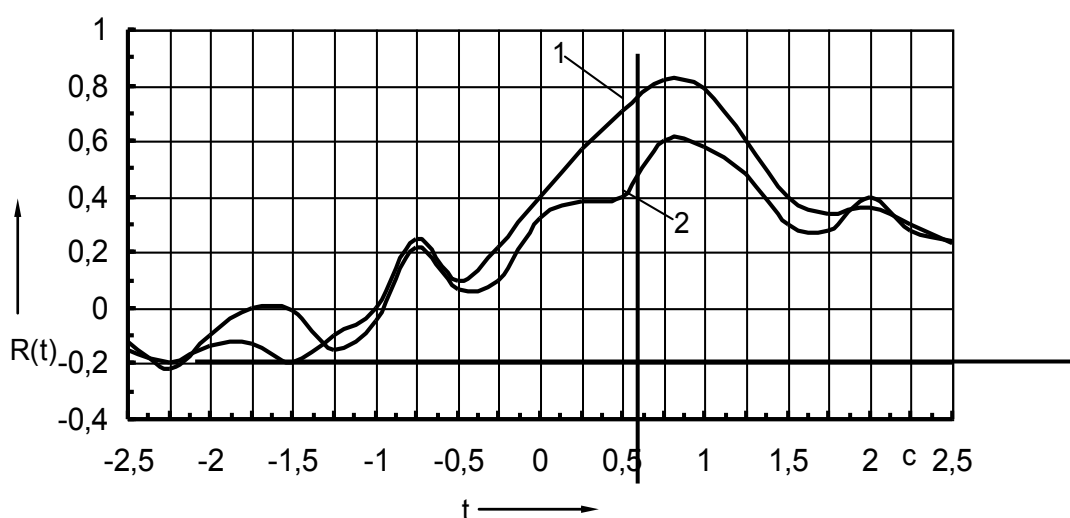


Рис. 2. Взаємні кореляційні функції коливань курсового кута та кута повороту керованих коліс трактора при жорсткій (1) і шарнірній (2) схемах приєднання дискової борони.

Розглянемо ще один цікавий факт. Максимуми нормованих взаємних кореляційних функцій знаходяться у першому квадранті. А це означає, що дійсним вхідним впливом розглядуваної динамічної системи є кут керованих коліс трактора ( $\alpha$ ), а вихідною величиною – його курсовий кут ( $\varphi$ ).

Натомість, якби максимальні значини функції  $R(t)$  були розташовані в другому квадранті, то тоді слід вхідним впливом приймати кут  $\varphi$ , а вихідним параметром – реакцію динамічної системи у вигляді повороту керованих коліс трактора на відповідний кут  $\alpha$  [2].

Відстань по горизонталі від максимальної значини нормованої кореляційної функції до вертикальної осі, яка проходить через точку  $R(t)=0$ , характеризує фазовий зсув, тобто значину запізнення вихідної величини на зміну вхідного параметру. В розглядуваному нами прикладі запізнення жнивально – луцильного агрегату на керуючий вплив

становить приблизно 0,75...0,80 с (див. рис.2). При нульовому фазовому зсуві (коли  $t=0$ ) значини обох нормованих взаємних кореляційних функцій відрізняються мало.

Під час виконання технологічного процесу робоча ширина захвату жниварно – луцильного агрегату була такою, довірчий інтервал якої для статистичного рівня значущості 0,05 становив 5,76...5,85 м. Рівень варіабельності цього параметру був низьким, на що вказує відповідний коефіцієнт варіації, значина якого не перевищувала 9%.

Збиральний агрегат формував валки шириною  $1,35 \pm 0,15$  м. Коливання їх непрямої лінійності мали низькочастотний (що бажано!) характер. Так, частота зрізу нормованої спектральної щільності цього процесу не перевищувала  $0,5 \text{ м}^{-1}$  (рис.3). При копіюванні траєкторії такого валка зі швидкістю руху жниварно – луцильного агрегату  $2,4 \text{ м/с}$  це становить  $1,2 \text{ с}^{-1}$  ( $0,19 \text{ Гц}$ ). При відтворенні кривизни валка у більш повільному режимі ( $1,8 \text{ м/с}$ ) значина частоти зрізу ще менша. А саме:  $0,5 \cdot 1,8 = 0,9 \text{ с}^{-1}$  або  $0,14 \text{ Гц}$ .

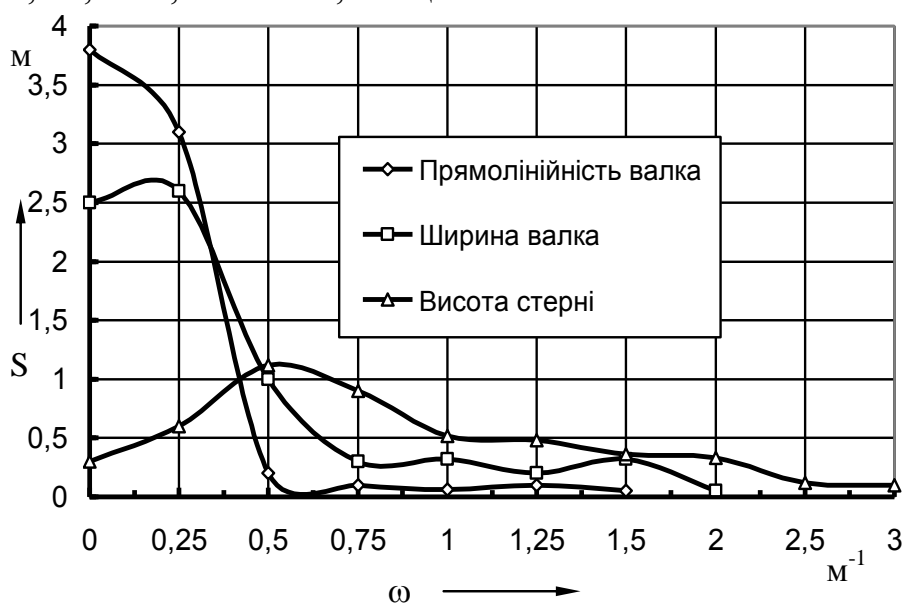


Рис. 3. Нормовані спектральні щільності коливань прямої лінійності і ширини валка та висоти стерні пшениці.

Валки уклалися на стерню, висота якої становила  $14,8 \pm 2,3$  см. Максимум нормованої спектральної щільності коливань цього процесу зміщений в бік більш високих частот (див. рис.3).

Частота зрізу при цьому у 5 разів ( $2,5 \text{ м}^{-1}$  проти  $0,5 \text{ м}^{-1}$ ) вища, ніж у спектральної щільності коливань траєкторії валка. З урахуванням швидкості відтворення висоти стерні ( $1,8$ - $2,4 \text{ м/с}$ ) це становить  $4,5$ - $6 \text{ с}^{-1}$  або  $0,71$ - $0,96 \text{ Гц}$ . Отриманий результат є цілком логічним, оскільки маса (а значить і інерційні властивості) навісної жнивarki ЖВН-6Б (яка, власне, і формує фон стерні) набагато менша за масу (ті ж самі інерційні властивості) усього жниварно - луцильного агрегату.

Внутрішня структура коливань ширини валка займає проміжне місце між проаналізованими вище двома процесами (див. рис.3). Так, частота зрізу для цього параметра становить 1,25 м, а максимум нормованої спектральної щільності припадає на частоту  $\omega = 0,2 \text{ м}^{-1}$ .

Приведені на рис. 3 частотні характеристики трьох проаналізованих процесів характеризують жниварно – луцильний агрегат, який рухався зі швидкістю 1,8 м/с, а навісна дискова борона була жорстко приєднана до трактора у горизонтальній площині. Як показав аналіз експериментальних даних, при переміщенні агрегату зі швидкістю 2,4 м/с і шарнірному приєднанні ґрунтообробного знаряддя частотний діапазон коливань ширини і траєкторії валка та висоти стерні залишався практично тим же.

Що стосується енергії, тобто дисперсії кожного із процесів, то вони були різними. З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що нуль-гіпотеза про рівність дисперсій коливань ширини валка не відхиляється. Іншими словами, процеси коливань цього параметра для обох варіантів режиму руху жниварно – луцильного агрегату представляють одну і ту ж генеральну сукупність. Це пояснюється тим, що дійсна значина F-критерію Фішера ( $F_d = 1,12$ , табл.2) менша за табличну, яка для статистичного рівня значущості 0,05 та кількості вимірювань параметра  $N=100$ , становить 1,35 [3].

Таблиця 2

Дисперсії коливань ширини ( $V_B$ ) і траєкторії ( $Pr_B$ ) валка та висоти стерні ( $H_{ст}$ ) при різних режимах руху жниварно – луцильного МТА

Режим роботи МТА	Дисперсія коливань, $\text{см}^2$		
	$V_B$	$H_{ст}$	$Pr_B$
$V_0 = 1,8 \text{ м/с}$ ; жорстке приєднання борони	28,09	2,56	53,29
$V_0 = 2,4 \text{ м/с}$ ; вільне приєднання борони	31,36	4,00	37,21
F-критерій Фішера ( $F_d$ )	1,12	1,57	1,42

З практичної точки зору такий результат вказує на індиферентність статистичних характеристик ширини валка від зміни швидкості руху агрегату (у вказаних межах) та способу приєднання в горизонтальній площині ґрунтообробного знаряддя до енергетичного засобу.

Натомість, цього не можна стверджувати стосовно статистичних характеристик двох інших параметрів: коливань траєкторії (непрямолінійності) валка та висоти стерні. В обох випадках різниця між порівнюваними дисперсіями (див. табл.2) є суттєвою. Тобто, нуль-гіпотеза про рівність цих статистичних оцінок принаймні на рівні значущості 0,05 відхиляється, оскільки дійсні значини F-критеріїв Фішера (1,57 і 1,42) більші за табличну (1,35). Звідси випливає такий висновок: шарнірне приєднання задньонавісної дискової борони і збільшення швид-

кості руху жниварно – луцильного агрегату призводять до погіршення якісних показників його роботи. На практиці це проявляється у вигляді збільшення дисперсії коливань висоти стерні та відхилень траєкторії валка від прямої лінії.

Глибина обробки ґрунту у міжвалковому просторі залежить лише від швидкості руху. І то лише в енергетичному (дисперсійному), а не в частотному плані. Якщо при швидкості руху жниварно – луцильного агрегату 1,8 м/с середня значина глибини розпушення агротехнічного фону (стерні) становила 7 см, то при 2,4 м/с – лише 4 см. Інша справа, що подрібнення ґрунту, як це уже підкреслювалося вище, було кращим у другому варіанті. Що стосується дисперсії коливань розглядуваного показника, то згідно F-критерію Фішера нуль-гіпотеза про їх рівність не відхиляється як на статистичному рівні значущості 0,05, так і на рівні значущості 0,01.

Конструктивна ширина використовуваного дискового знаряддя становила 3,0 м. При жорсткому його приєднанні до трактора (перший варіант) коливання в горизонтальній площині здійснює весь жниварно – луцильний агрегат. При шарнірному агрегуванні (другий варіант) борона взагалі має власну незалежну ступінь вільності, яка проявляється в її поворотності відносно трактора. І в тому, і в другому варіантах дійсна робоча ширина захвату ґрунтообробного знаряддя була практично не більша за конструктивну. Проте, внутрішня структура коливань цього параметру різна (рис.4).

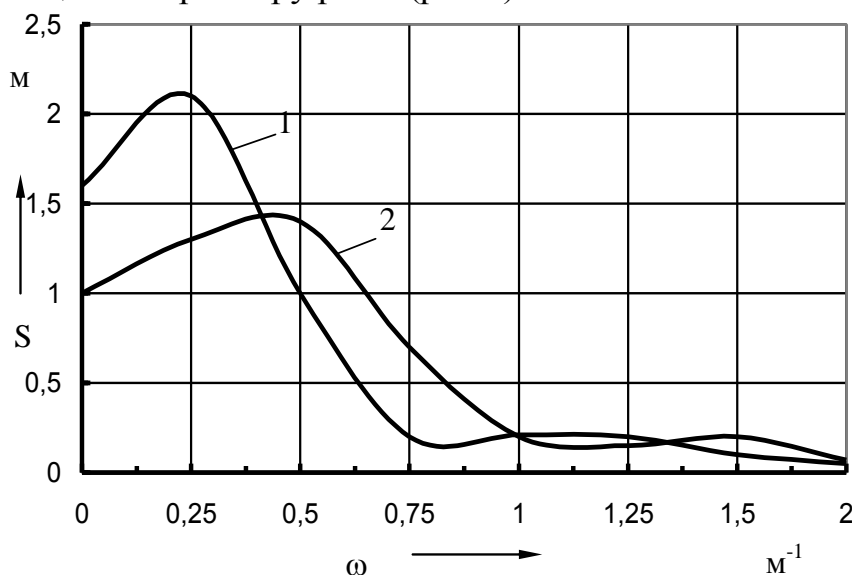


Рис. 4. Нормовані спектральні щільності коливань ширини злущеної смуги стерні при жорсткому (1) та шарнірному (2) агрегуванні задньонавісної дискової борони.

За практично однакової дисперсії спектр частот коливань ширини злущеної смуги стерні при шарнірному приєднанні борони ширший. У порівнянні з жорстким агрегуванням вказаного ґрунтообробного

знаряддя частота зрізу нормованої спектральної щільності майже в 1,5 рази більша ( $1,12 \text{ м}^{-1}$  проти  $0,75 \text{ м}^{-1}$ ). І якщо в першому варіанті максимум оцінюваної статистичної характеристики припадає на частоту  $0,2 \text{ м}^{-1}$ , то в другому він, зменшуючись в числовому вираженні в 1,5 рази, зміщуються у бік більш високої частоти, а саме  $0,4 \text{ м}^{-1}$ .

Нічого алогічного у отриманому результаті немає, оскільки більша частота діапазону коливань шарнірно приєднаного знаряддя є природним результатом практичної реалізації ним власного (уже згадуваного вище) незалежного ступеню вільності у вигляді кута повороту у горизонтальній площині.

Оскільки ширина захвату дискового ґрунтообробного знаряддя менша за ширину міжвалкового простору, то валок укладається на незлущеній смузі так, що по обидві сторони від нього залишаються вільні простори ( $V_{\text{пл}}$  і  $V_{\text{пр}}$ , рис.5). Ці своєрідні «захисні зони» потрібні для того, аби звести до мінімуму забруднення валка ґрунтовими грудочками, які в процесі роботи жниварно - луцильного агрегату відлітають від крайніх дисків задньонавісної борони.

Строго говорячи, величини  $V_{\text{пл}}$  і  $V_{\text{пр}}$  не однакові. В сумі вони складають загальну (двосторонню) «захисну зону» валка -  $V_{\text{п}}$ . Як впливає із рис.5, визначити її можна із наступного виразу:

$$V_{\text{п}} = V_{\text{пл}} + V_{\text{пр}} = V_{\text{р}} - V_{\text{в}} - V_{\text{зл}},$$

де  $V_{\text{р}}$  – робоча ширина захвату агрегату;

$V_{\text{в}}$  – ширина валка;

$V_{\text{зл}}$  – ширина злущеної смуги.

Як свідчать результати експериментальних даних, під час роботи жниварно – луцильного агрегату лише величина  $V_{\text{зл}}$  залишається практично однаковою. Параметри  $V_{\text{р}}$  і  $V_{\text{в}}$  змінюються за випадковим законом від мінімальної до максимальної значини кожна.

Враховуючи цей факт, можна визначити діапазон зміни ширини незлущеної смуги міжвалкового простору, тобто  $V_{\text{пл}_{\text{min}}}$  і  $V_{\text{пл}_{\text{max}}}$ .

Для даного випадку маємо:

$$\begin{aligned} V_{\text{пл}_{\text{min}}} &= V_{\text{р}_{\text{min}}} - V_{\text{в}_{\text{max}}} - V_{\text{зл}}; \\ V_{\text{пл}_{\text{max}}} &= V_{\text{р}_{\text{max}}} - V_{\text{в}_{\text{min}}} - V_{\text{зл}}. \end{aligned} \quad (1)$$

В розглядуваному нами аналізі ми апріорі приймаємо, що випадкові процеси коливань робочої ширини захвату МТА, ширини валка, ширини злущеної та не злущеної смуг є стаціонарними. Причому, як за математичним очікуванням, так і за дисперсією. Це по-перше. По-друге, вказані процеси є ще й ергодичними. В цілому, як показують результати багаторічних експериментальних досліджень д.т.н. Надикти В.Т. та ін. [4], це відповідає дійсності.

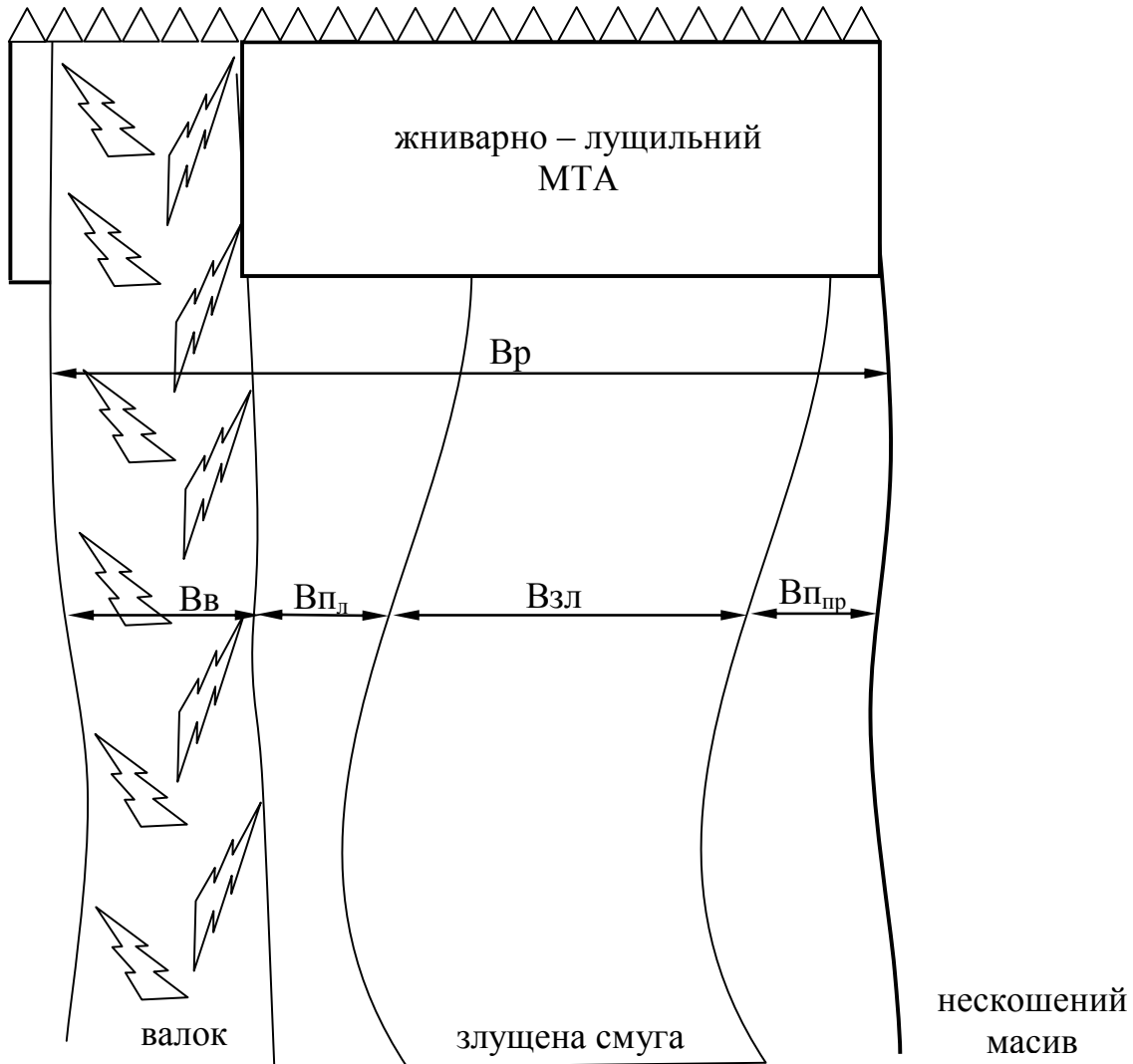


Рис. 5. Схема визначення «захисної зони» валка.

Дискове знаряддя розглядуваного нами жнивварно – луцильного агрегату у міжвалковому просторі розташоване практично симетрично, тобто без поперечного його зсуву в лівий, або правий боки. В результаті все це дає право вважати, що ширина незлущених («захисних») смуг по обидві сторони валка ( $V_{пср}$ ) є однаковою. Формула для її розрахунку має наступний вигляд:

$$V_{пср} = (V_{пл} + V_{плпр})/2 = (V_r - V_v - V_{зл})/2 \quad (1)$$

Водночас, величина  $V_{пср}$  теж змінюється статистично випадково в діапазоні від мінімальної її значини до максимальної:

$$V_{пср.min} = (V_{r.min} - V_{v.max} - V_{зл})/2;$$

$$V_{пср.max} = (V_{r.max} - V_{v.min} - V_{зл})/2$$

Для нашого випадку маємо:

$$V_{пср.min} = (5,76 - 1,5 - 3)/2 = 0,63 \text{ м};$$

$$V_{пср.max} = (5,85 - 1,2 - 3)/2 = 0,82 \text{ м}.$$

Тобто, в реальних умовах функціонування жнивварно – луцильного агрегату ширина односторонньої не злущеної («захисної») смуги

валка змінювалась в діапазоні від 0,63 до 0,82 м. Як була встановлено експериментально, цього виявилось досить для того, аби унеможливити попадання ґрунтових грудочок у валок. Причому, навіть за швидкості робочого руху агрегату 2,4 м/с (тобто 8,64 км/год.).

Певна річ, в зоні незлущеної смуги (приблизно 8...10 см), яка межує зі злущеним фоном, трапляються грудочки ґрунту. Проте, під час підбирання валків вони не захоплюються пружинними пальцями підбирача. Справа в тому, що відстань між сподом валка, який знаходиться на стерні, і поверхнею поля як правило більша за діаметр грудочок ґрунту, розташованих на незлущеній смузі. Висота ж установки підбирача валків приймалася такою, щоб його пальці не зачіпали поверхні поля, а лише підіймали чистий валок. Підтвердженням цьому була відсутність часточок ґрунту в зерні бункера комбайну під час підбирання ним валків, сформованих дослідним жниварно – луцильним агрегатом.

#### *Висновки.*

1. Зі збільшенням швидкості руху жниварно – луцильного агрегату дисперсія коливань кута повороту керованих коліс трактора незалежно від способу приєднання задньонавісного ґрунтообробного знаряддя (жорстке чи шарнірне) збільшується на 8...10%.

2. З ймовірністю 95% можна стверджувати, що робоча ширина захвату жниварно – луцильного агрегату змінюється в межах 5,76...5,85 м. Рівень варіабельності цього параметру є низьким, на що вказує відповідний коефіцієнт варіації, значина якого не перевищує 9%. Причому, статистичні характеристики ширини валка індиферентні відносно зміни швидкості руху агрегату та способу приєднання в горизонтальній площині ґрунтообробного знаряддя до енергетичного засобу.

3. Шарнірне приєднання задньонавісної дискової борони і збільшення швидкості руху жниварно – луцильного агрегату призводять до погіршення якісних показників його роботи. На практиці це проявляється у вигляді збільшення дисперсії коливань висоти стерні та відхилень траєкторії валка від прямої лінії.

4. За практично однакової дисперсії спектр частот коливань ширини злущеної смуги стерні при шарнірному приєднанні борони ширший. У порівнянні з жорстким агрегуванням вказаного ґрунтообробного знаряддя частота зрізу нормованої спектральної щільності майже в 1,5 рази більша ( $1,12 \text{ м}^{-1}$  проти  $0,75 \text{ м}^{-1}$ ). І якщо в першому варіанті максимум оцінюваної статистичної характеристики припадає на частоту  $0,2 \text{ м}^{-1}$ , то в другому він, зменшуючись в числовому вираженні в 1,5 рази, зміщуються у бік більш високої частоти, а саме  $0,4 \text{ м}^{-1}$ .

5. В реальних умовах функціонування жниварно – луцильного агрегату ширина односторонньої не злущеної («захисної») смуги вал-

ка змінювалась в діапазоні від 0,63 до 0,82 м. Цього виявилось досить для того, аби унеможливити попадання ґрунтових грудочок у валок. Причому, навіть за швидкості робочого руху агрегату 2,4 м/с (тобто 8,64 км/год.).

#### *Література.*

1. *Назін А.Є.* Дослідження впливу швидкості руху жнивально - луцильного МТА на його керованість / *А.Є.Назін, В.Т.Надыкто.* – Мелітополь: Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.-2008. – Вип.2. – т.6.- С.47-52
2. *Цибулевский И.Е.* Человек как звено следящей системы / *И.Е. Цибулевский.* - М: Наука.- 1981.- 288 с.
3. *Вентцель Е.С.* Теория вероятностей / *Е.С.Вентцель.* –М.: Государственное издательство физико - математической литературы. – 1958.- 464 с.
4. *Надыкто В.Т.* Основы агрегатирования модульных энергетических средств/ *В.Т.Надыкто.* – Мелітополь: КП «ММД».- 2003.- 240 с.

### **ВЛИЯНИЕ СХЕМЫ И РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖАТВЕННО – ЛУЩИЛЬНОГО АГРЕГАТА НА КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЕГО РАБОТЫ**

Назін А.Є, Скляр О.Г.

#### **Аннотация**

**Приведен анализ влияния конструктивной схемы и режима движения жатвенно - луцильного агрегата на качественные показатели его работы**

### **INFLUENCE CHART AND MODE MOTION OF REAPING – STUBBLE AGGREGATE ON THE HIGH-QUALITY INDEXES OF HIS WORK**

*A.Nazin, O.Sklyar*

#### **Summary**

**The analysis of structural chart and mode motion of reaping - stubble aggregate on the high-quality indexes of his work is expounded**

УДК 631.3 (075.8)

## АНАЛІЗ ДИНАМІЧНОЇ УСТАЛЕНОСТІ ВІБРОПЛУГА У ГОРИЗОНТАЛЬНІЙ ПЛОЩИНІ

Ловейкін В. С., д. т. н.,

Човнюк Ю. В., к. т. н.,

Дяченко Л. А., інженер\*.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел. (044) 527-82-99

**Анотація** – проведений аналіз динамічної усталеності вібропуга у горизонтальній площині. Створено математичну модель руху вібропуга. Визначено основні закономірності, залежності робочих параметрів конструкції у режимах холостого ходу вібропуга та його реальної експлуатації.

**Ключові слова** – математична модель, вібропуг, в'язке тертя, фазовий портрет, автоколивання

*Постановка проблеми.* Відомо [1], що динамічна усталеність – це стійкість руху (вібро-) пуга, при якому мале збурення не збільшує розходження між визначеними параметрами збурюючого і робочого вихідного руху.

У відповідності з теоретичними уявленнями [1 – 26] (вібро-) пуг завжди асимптотично стійкий, але практично при його русі можливі недопустимі відхилення від рівноважного положення. При подібних значних відхиленнях змінюються ширина захвату пуга і умови його роботи, внаслідок чого погіршується якість оранки і підвищується тяговий опір. Допуски на параметри руху (вібропуга) пуга визначаються агротехнічними вимогами.

Диференціальне рівняння руху (вібро-) пуга є нелінійним, тому воно не може бути розв'язане у елементарних функціях [1]. Зазвичай розглядають випадки, коли пуг здійснює малі коливання навколо рівноважного положення. Проте такий підхід не дає змогу чітко визначити параметри (вібро-) пуга при його взаємодії з оброблюваним ґрунтом і не придатний для систем точного землеробства, які зараз широко застосовуються в Україні.

*Аналіз літературних джерел по темі дослідження.* У роботах [1 – 26] розглядаються малі коливання навколо рівноважного положення (вібро-) пуга і зроблена ціла низка припущень, які спрощують

математичну модель його руху й зводять останню до лінеаризованої. Такий спрощений підхід не дозволяє розглядати можливі у (вібро-) плугові автоколивання. Крім того, не враховується в'язке зовнішнє тертя, яке неминуче присутнє у процесі руху (вібро-) плуга та його взаємодії з ґрунтом. Використовуючи результати робіт [27 – 32] можна визначити основні параметри автоколивань (вібро-) плуга та разом з тим врахувати в'язке зовнішнє тертя останнього з ґрунтом, не застосовуючи, при цьому процедуру лінеаризації. Зрозуміло, що такий підхід дасть змогу якісно підвищити й уточнити існуючі інженерні методи розрахунку подібних систем і можливості застосування подібних розрахунків у системах точного землеробства.

*Мета даної роботи* полягає у встановленні основних робочих параметрів (вібро-) плуга у горизонтальній площині за наявності сил в'язкого тертя та наступному аналізі динамічної усталеності такої конструкції. При досягненні мети даної роботи необхідно створити адекватну математичну модель руху (вібро-) плуга та визначити основні закономірності, залежності робочих параметрів конструкції у режимах холостого ходу (вібро-) плуга та його реальної експлуатації. При цьому будуть використані результати робіт [27 – 32] без лінеаризації диференціальних рівнянь руху (вібро-) плуга, що суттєво підвищує точність відповідних інженерних розрахунків його робочих режимів та дає змогу використати останні у розробці систем точного землеробства.

*Виклад основного змісту роботи.*

*Диференціальне рівняння руху (вібро-) плуга у холостому режимі його роботи.*

Нехай плуг приведений у рух збудуючими силами. Положення плуга відносно координатних осей, незмінно пов'язаних з трактором, визначаються з урахуванням прийнятих у [1] припущень: кутом повороту  $\varphi$  у горизонтальній площині, яка паралельна поверхні поля.

Припустимо, що модуль нормальної складової  $N_1$  реакції польових дощок не залежить від відносної швидкості руху ґрунту, а напрямок її протилежний напрямку окружної швидкості польових дощок, яка виникає при переміщенні плуга в горизонтальній площині навколо точки  $O$  (рис. 1) і змінює знак разом зі швидкістю.

Щоб одержати математичні залежності, що виражають рівновагу плуга, розглянемо рух плуга з накладеними на нього в'язями (рис. 1): перша в'язь в горизонтальній площині  $x^2 + y^2 = C_1$ , друга в'язь у вертикальній площині  $z = C_2$ .

Зовнішніми силами, що діють на плуг при повільному русі, є сила тяги  $\vec{P}$ , вага плуга  $\vec{G}$ , гвинтовий опір ґрунту з головним вектором  $\vec{R}$  і головним моментом  $\vec{M}$ , реакція польових дощок з головним

вектором  $\vec{R}_1$  і головним моментом  $\vec{M}_1$ , а також реакція колісного ходу плуга  $\vec{R}_2$ , яка відхилена від напрямку руху плуга на кут:

$$\alpha_0 = \frac{\pi}{2} + \arctg f_2, \quad (1)$$

де  $f_2$  – коефіцієнт тертя колісного ходу об ґрунт.

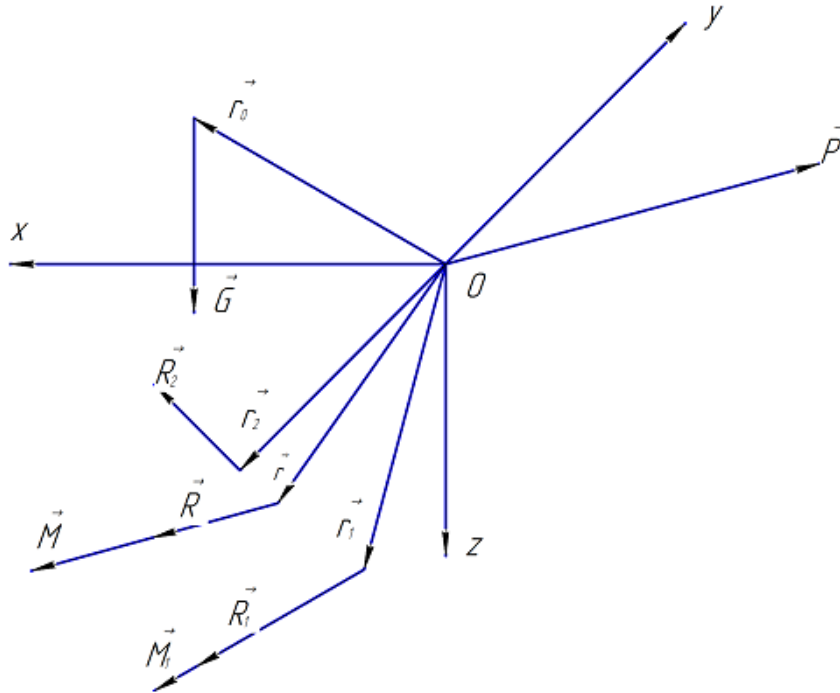


Рис. 1. Сили, що діють на плуг, який вільно зчеплений з трактором [1].

Модуль і напрямок сили тяги  $\vec{D}$  для усталеного руху плуга можна визначити з векторного рівняння:

$$\vec{P} + \vec{G} + \vec{R} + \vec{R}_1 + \vec{R}_2 = 0, \quad (2)$$

При заданих координатах  $(x, y, z)$ ;  $(x_1, y_1, z_1)$ ;  $(x_2, y_2, z_2)$ ;  $(x_0, y_0, z_0)$  точок, в яких прикладені сили  $\vec{R}$ ,  $\vec{R}_1$ ,  $\vec{R}_2$ ,  $\vec{G}$  і припущення:

$$\vec{R}_1 = \vec{N}_1 + f_1 \cdot N_1 \cdot \vec{\tau}, \quad (3)$$

$$\vec{R}_2 = \vec{N}_2 + f_2 \cdot N_2 \cdot \vec{\tau}; \quad (4)$$

де  $\vec{N}_1$ ,  $\vec{N}_2$  – нормальні складові реакцій  $\vec{R}_1$  й  $\vec{R}_2$ ,

$\vec{\tau}$  – орт дотичної складової реакцій  $\vec{R}_1$  й  $\vec{R}_2$ ,

$f_1$  – коефіцієнт тертя ковзання польових дощок об ґрунт, значення

$\vec{N}_1$  й  $\vec{N}_2$  можна знайти у результаті проектування на вісі  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$  векторного рівняння:

$$[\vec{r} \times \vec{R}] + [\vec{r}_1 \times \vec{R}_1] + [\vec{r}_2 \times \vec{R}_2] + [\vec{r}_0 \times \vec{G}] + \vec{M} = 0. \quad (5)$$

У результаті вказаного проектування матимемо:

$$\begin{cases} y \cdot R_x - z \cdot R_y + z_1 \cdot N_1 - y_2 \cdot N_2 + y_0 \cdot G + M_x = 0; & (6) \\ z \cdot R_x - x \cdot R_z + z_1 \cdot f \cdot N_1 + (x_2 + z_2 \cdot f_2) \cdot N_2 - x_0 \cdot G + M_y = 0; & (7) \\ x \cdot R_y - y \cdot R_x - (x_1 + y_1 \cdot f_1) \cdot N_1 - y_2 \cdot f_2 \cdot N_2 + M_z = 0; & (8) \end{cases}$$

Розв'язавши систему (6) – (8) відносно  $N_1$ ,  $N_2$  знайдемо:

$$N_1 = \frac{x \cdot R_y - y \cdot R_x - (y \cdot R_z - z \cdot R_y + y_0 \cdot G + M_z) \cdot f_2 + M_z}{x_1 + y_1 \cdot f_1 + z_1 \cdot f_2}; \quad (9)$$

$$N_2 = \frac{z \cdot R_x - x \cdot R_z + z_1 \cdot f_1 \cdot N_1 - x_0 \cdot G + M_y}{x_2 + z_2 \cdot f_2}. \quad (10)$$

Для складання диференціального рівняння руху плуга використаємо теорему про кінетичний момент системи:

$$\frac{d\vec{L}_0}{dt} = \vec{M}_0, \quad (11)$$

де  $\vec{L}_0$  – кінетичний момент плуга відносно точки  $O$ ;

$\vec{M}_0$  – головний момент всіх зовнішніх сил, що діють на плуг, відносно тієї ж точки.

Підставивши  $\vec{L}_0$  і  $\vec{M}_0$  в (11) і спроектувавши рівняння на осі системи координат  $O \ x \ y \ z$ , одержимо:

$$\ddot{\varphi} + \frac{l \cdot F_x}{I} \cdot \sin \varphi + \frac{l \cdot N_1}{I} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) = 0, \quad (12)$$

де  $F_x$  – тяговий опір плуга;

$l$  – відстань точки зустрічі тягового опору із робочим органом плуга від точки  $O$ ;

$I$  – момент інерції мас плуга відносно  $Oz$ .

У рівнянні (12) не врахована сила дії в'язкого (зовнішнього) тертя, яка зазвичай пропорціональна  $l\dot{\varphi}$ . Введемо її у модельне рівняння (12), використовуючи феноменологічний підхід. Тоді замість (12) матимемо:

$$\ddot{\varphi} + \frac{l \cdot F_x}{I} \cdot \sin \varphi + \frac{2 \cdot h \cdot l \cdot \dot{\varphi}}{I} + \frac{l \cdot N_1}{I} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) = 0, \quad (13)$$

де  $2 \cdot h$  – коефіцієнт в'язкого тертя ґрунту.

Якщо плуг здійснює малі коливання навколо рівноважного положення, то  $\sin \varphi \approx \varphi$  й (13) трансформується у наступне рівняння:

$$\ddot{\varphi} + \frac{l \cdot F_x}{I} \cdot \varphi + \frac{2 \cdot h \cdot l \cdot \dot{\varphi}}{I} + \frac{l \cdot N_1}{I} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) = 0, \quad (14)$$

Рівняння (12) – (14) відповідають режиму холостого ходу віброплуга, оскільки у правій їх частині стоїть нуль. Якщо врахувати விமுшену силу, прикладену до віброплуга у режимі його реальної експлуатації, то вказані рівняння стануть неоднорідними:

$$\ddot{\varphi} + \frac{l \cdot F_x}{I} \cdot \sin \varphi + \frac{l \cdot N_1}{I} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) = \frac{l \cdot Q \cdot \cos(\omega t + \alpha_0)}{I}, \quad (12^*)$$

$$\ddot{\varphi} + \frac{l \cdot F_x}{I} \cdot \sin \varphi + \frac{2 \cdot h \cdot l \cdot \dot{\varphi}}{I} + \frac{l \cdot N_1}{I} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) = \frac{l \cdot Q \cdot \cos(\omega t + \alpha_0)}{I}, \quad (13^*)$$

$$\ddot{\varphi} + \frac{l \cdot F_x}{I} \cdot \varphi + \frac{2 \cdot h \cdot l \cdot \dot{\varphi}}{I} + \frac{l \cdot N_1}{I} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}) = \frac{l \cdot Q \cdot \cos(\omega t + \alpha_0)}{I}, \quad (14^*)$$

де  $\omega$  – кругова частота;

$Q$  – амплітуда;

$\alpha_0$  – початкова фаза вимушеної гармонічної сили;

$t$  – час.

*Режими функціонування плуга.*

Рівняння (6) – (8) записані у результаті проектування векторного рівняння (5) на координатні осі системи координат  $O \ x \ y \ z$  з урахуванням того, що координати точок прикладання сил і напрямки їх проєкцій на ці осі позитивні, а напрямки нормальних складових  $N_1$  і  $N_2$  реакцій стінки борозни і опорної поверхні поля відповідно паралельні осям  $O \ y$  та  $O \ z$  і негативні. Якщо задані сили  $N_1$  і  $N_2$ , то співвідношення (6) – (8) будуть вихідними при розрахунку координат  $x \ y \ z$ , які визначають розташування лінії дії сили тяги  $\vec{D}$ , що забезпечує рівноважний усталений режим роботи плуга.

Значення сили тиску на польові дошки  $N_1$  не може бути довільним, а підбирається на основі вимоги практики.

*А. Режим функціонування плуга при  $N_1 \equiv 0$*

Аналіз рівняння (9) дозволяє стверджувати, що при заданих координатах  $(x, y, z)$ ,  $(x_0, y_0, z_0)$ ,  $(x_1, y_1, z_1)$  величині  $f_{1,2}$ ,  $M_z$ , компонент  $\vec{R} = (R_x, R_y, R_z)$ , сили  $G$ , існує ситуація за котрої  $N_1 \equiv 0$ :

$$x \cdot R_y - y \cdot R_x - (y \cdot R_z - z \cdot R_y + y_0 \cdot G + M_z) \cdot f_2 + M_z = 0. \quad (15)$$

Тоді рівняння (12) зводиться до:

$$\ddot{\varphi} + \frac{l \cdot F_x}{I} \cdot \sin \varphi = 0. \quad (16)$$

У відповідності до [33] подамо (14) у вигляді:

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \cdot \sin \varphi = 0, \quad (17)$$

де  $\omega_0^2 = \frac{l \cdot F_x}{I}$ . Рівняння (17) є рівнянням нелінійного маятника. По-

тенціал  $V = -\omega_0^2 \cdot \cos \varphi$  й фазовий портрет наведені на рис. 2.

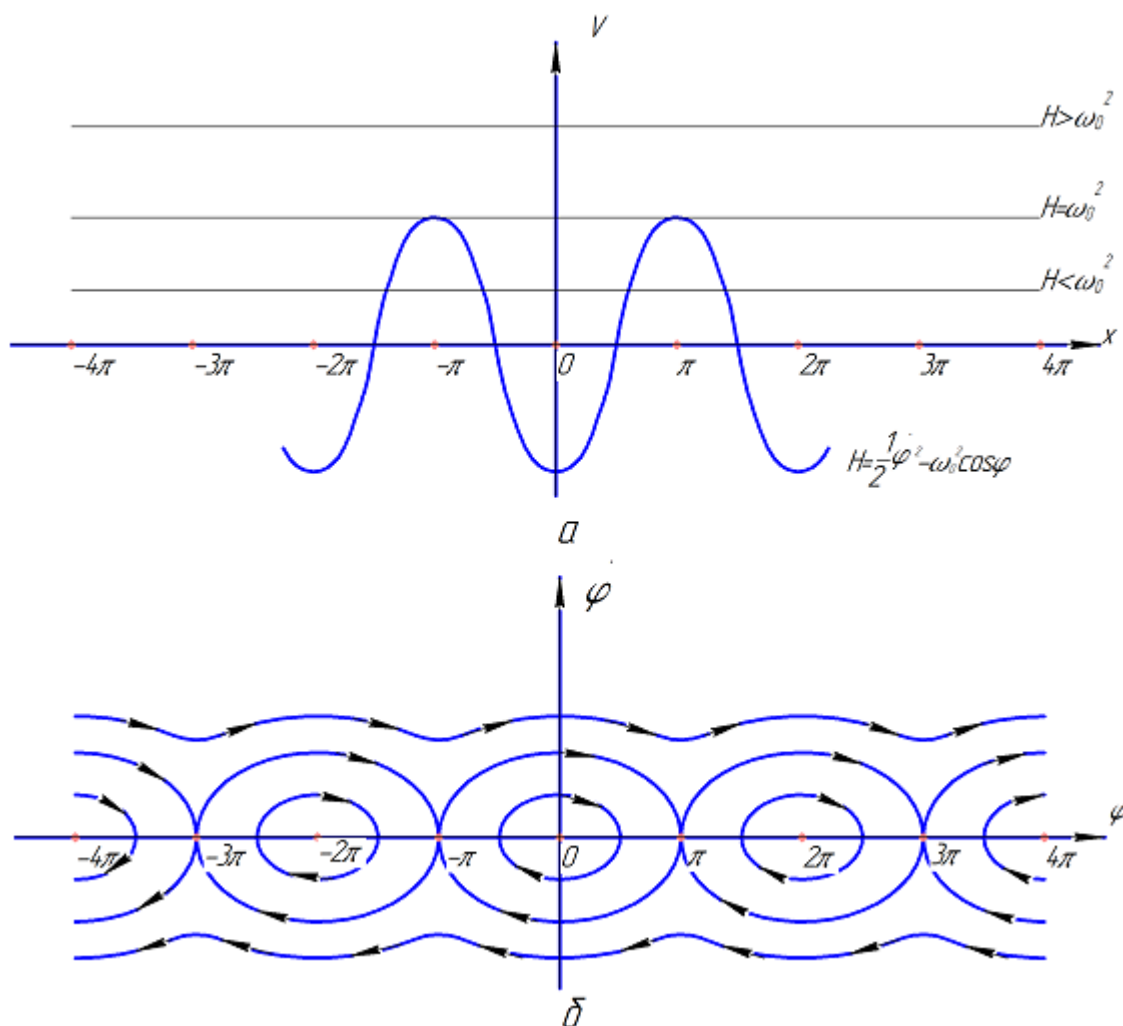


Рис. 2. Періодичний потенціал  $V$  (а) та відповідний йому фазовий портрет (б).

Стан рівноваги маятника визначається рівняннями:

$$\dot{\varphi}_s = 0, \sin \varphi_s = 0. \quad (18)$$

Це дає  $\dot{\varphi}_s = 0$ ,  $\varphi_s = \pi \cdot n$ ,  $n = 0, \pm 1, \dots$

У положенні рівноваги швидкість  $\dot{\varphi}_s$  дорівнює нулю, а потенціал  $V(\varphi_s)$  має мінімум (парні  $n$ ) чи максимум (непарні  $n$ ). Відповідно точки при парних  $n$  – еліптичні, при непарних  $n$  – гіперболічні.

Траєкторії на фазовій площині при  $\dot{I} < \omega_0^2$  відповідають «захопленним» часточкам, які здійснюють фінитні коливання у потенціальних ямах. При  $\dot{I} > \omega_0^2$  фазові траєкторії відносяться до «прольотних» часточок, рух котрих інфінітний. Як видно з рис. 2, це періодичні коливання біля деякого значення швидкості, причому верхній та нижній гілкам фазових кривих відповідають різні напрямки швидкості.

Сепаратрисою є фазова траєкторія, що проходить через точку  $\dot{x}_s = 0$ ,  $\dot{x}_s = \pi$ . Тому їй відповідає енергія  $\dot{I}_s = \omega_0^2$ . Розв'язок на сепаратрисі знайти просто. Дійсно, підставимо  $\dot{I}_s = \omega_0^2$  у рівняння для  $\dot{I}$  :

$$H = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}^2 - \omega_0^2 \cdot \cos \varphi, \quad (19)$$

й виразимо з нього  $\dot{\varphi}$ :

$$\dot{\varphi} = \pm 2 \cdot \omega_0 \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right), \quad (20)$$

Звідси інтегрування за початкової умови  $t = 0$ ,  $\varphi = 0$  дає :

$$\omega_0 \cdot t = \ln \operatorname{tg}\left(\frac{\varphi}{4} + \frac{\pi}{4}\right), \quad (21)$$

або

$$\varphi = 4 \cdot \operatorname{arctg}(e^{\omega_0 t}) - \pi. \quad (22)$$

Вираз (22) є не що інше, як рівняння сепаратриси (друга гілка сепаратриси утворюється з першої (22) оберненням часу  $t \rightarrow -t$ ).

Однак найбільш цікава інформація про динаміку плуга на сепаратрисі може бути отримана, якщо розглянути вираз для швидкості  $\dot{\varphi} \equiv v$ . Для цього з (21) отримуємо співвідношення:

$$\cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) = \frac{1}{\operatorname{ch}(\omega_0 \cdot t)} = \operatorname{sech}(\omega_0 \cdot t), \quad (23)$$

а потім підставимо його у (20):

$$v = \pm \frac{2 \cdot \omega_0}{\operatorname{ch}(\omega_0 \cdot t)} = \pm 2 \cdot \omega_0 \cdot \operatorname{sech}(\omega_0 \cdot t), \quad (24)$$

Розв'язок типу (24) має вид уособленої хвилі (рис. 3) й носить назву солітона. Характерна ширина профіля швидкості  $v \approx \frac{1}{\omega_0}$ . Його кінці експоненціально спадають при  $t \rightarrow \pm\infty$ . Знак плюс у (24) відповідає солітону, який рухається вправо (верхня гілка сепаратриси на фазовій площині – рис. 2, б). Знак мінус у (24) відповідає руху вліво.

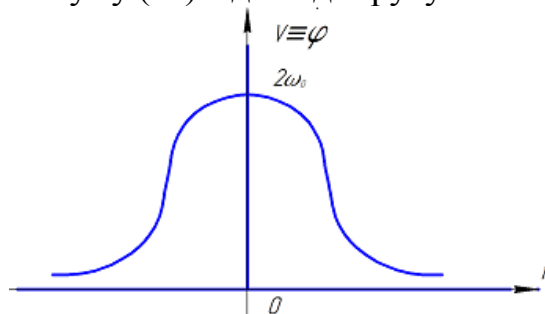


Рис. 3. Солітоноподібний розв'язок для швидкості  $\dot{\varphi}$  руху плуга на сепаратрисі.

Розглянемо тепер загальний розв'язок рівняння (17) за тих самих початкових умов  $t = 0$ ,  $\varphi = 0$ . Тут і надалі для зручності використаємо змінні дія – кут, визначені у [33] (формула (27)). Введемо параметр  $\varkappa$ :

$$\varkappa^2 = \frac{(\omega_0^2 + H)}{(2\omega_0^2)} = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{H}{\omega_0^2} \right), \quad (25)$$

який приймає на сепаратрисі значення 1 і змінюється у області  $[0, \infty)$ , та змінну  $\xi$ :

$$\begin{cases} \varkappa \cdot \sin \xi = \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) & (\varkappa \leq 1), \\ \sin \xi = \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) & (\varkappa \geq 1). \end{cases} \quad (26)$$

Маємо:

$$J = J(H) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\varphi_0} d\varphi [2(H + \omega_0^2 \cdot \cos \varphi)]^{1/2}, \quad (27)$$

де точка повороту  $\varphi_0$  знаходиться з умови:

$$H + \omega_0^2 \cdot \cos \varphi_0 = 0, \quad (28)$$

і використана симетрія руху плуга при визначенні інтегралу  $I(H)$ .

Тут виникає необхідність до визначення виразу для  $J(H)$  (дії) при значеннях параметру  $\varkappa^2 > 1$ . Дійсно, у цьому випадку з (25) випливає, що рівняння для точки повороту не має розв'язку, і у якості точки  $\varphi_0$  у інтегралі для  $J$  слід взяти  $\varphi_0 \equiv \pi$ . При такому визначенні дія є площа, обмежена по  $\varphi$  областю  $(-\pi, \pi)$  (див. рис. 2, б), і така, що лежить між верхньою та нижньою відносно сепаратриси гілками траєкторії. Саме таке визначення дозволяє здійснити неперервне «зшивання» розв'язку при переході через сепаратрису (похідна при цьому має розрив).

За допомогою підстановки (26) приходимо до виразу

$$I(H) = \frac{8}{\pi} \omega_0 \cdot \begin{cases} E\left(\frac{\pi}{2}; \varkappa\right) - (1 - \varkappa^2) \cdot F\left(\frac{\pi}{2}; \varkappa\right), & \varkappa \leq 1; \\ \varkappa \cdot E\left(\frac{\pi}{2}; \frac{1}{\varkappa}\right), & \varkappa \geq 1, \end{cases} \quad (29)$$

де  $F\left(\frac{\pi}{2}; \varkappa\right)$  та  $E\left(\frac{\pi}{2}; \varkappa\right)$  – повні еліптичні інтеграли відповідно першого та другого ряду.

З (29) одразу знаходимо частоту нелінійних коливань маятника:

$$\omega(H) = \frac{dH(I)}{dI} = \left[ \frac{dI(H)}{dH} \right]^{-1}. \quad (30)$$

Використовуючи властивості еліптичних інтегралів, знаходимо:

$$\omega(H) = \frac{\pi}{2} \omega_0 \cdot \begin{cases} \frac{1}{F\left(\frac{\pi}{2}; \varkappa\right)}, & \varkappa \leq 1; \\ \frac{\varkappa}{F\left(\frac{\pi}{2}; \frac{1}{\varkappa}\right)}, & \varkappa \geq 1. \end{cases} \quad (31)$$

Згідно з формулою для  $S$  (скороченої дії) [1] (формула (2.7)) маємо у даному випадку ( $\tilde{x} \equiv \varphi$ ):

$$S(\tilde{x}, I) = \begin{cases} 4\omega_0 \cdot [E(\xi; \varkappa) - (1 - \varkappa^2) \cdot F(\xi; \varkappa)], & \varkappa \leq 1; \\ 4\omega_0 \cdot \varkappa \cdot E\left(\xi; \frac{1}{\varkappa}\right), & \varkappa \geq 1, \end{cases} \quad (32)$$

де  $\xi = \xi(\varphi)$  – визначається формулами (26).

Неважко бачити, що повному інтегралу по чверті періоду руху відповідає точка  $\tilde{x}_0$  така ( $\tilde{x}_0 \equiv \varphi_0$ ), що:

$$\begin{cases} \sin\left(\frac{\varphi_0}{2}\right) = \varkappa^2 & (\varkappa \leq 1), \\ \sin\left(\frac{\varphi_0}{2}\right) = 1 & (\varkappa \geq 1). \end{cases} \quad (33)$$

Звідси у будь-якому випадку  $\xi_0 = \frac{\pi}{2}$ , і вираз  $\frac{4S(\varphi_0, T)}{(2\pi)}$  переходить у формули для дії (29), як це і повинно бути.

Диференціювання  $S(\varphi, I)$  по  $I$  визначає фазову змінну  $\theta$  (див. формулу (2.7) у [1]).

З формули (19) для  $H$  і визначення (26) знаходимо швидкість (кутову) плуга:

$$\dot{\varphi} = 2\varkappa \omega_0 \cdot \left\{ \frac{\tilde{n} \operatorname{os} \xi}{\sqrt{1 - \frac{1}{\varkappa^2} \cdot \sin^2 \xi}} \right\} = 2\varkappa \omega_0 \cdot \begin{cases} cn(t; \varkappa); & \varkappa \leq 1; \\ dn(t; \frac{1}{\varkappa}) & \varkappa \geq 1, \end{cases} \quad (34)$$

де  $cn$  та  $dn$  – еліптичні функції Якобі. При  $\varkappa = 1$  вираз (34) переходить у вираз (24) (знаки  $\pm$  для спрощення опущені).

Визначимо далі спектр «нелінійного маятника» – моделі плуга у даному режимі функціонування. Спочатку нашою метою буде зрозуміти якісний характер коливань маятника для різних значень його енергії  $H$ .

Для цього зробимо дві речі. По-перше, введемо число:

$$\tilde{N} = \frac{\omega_0}{\omega(H)} = \frac{2}{\pi} \cdot F\left(\frac{\pi}{2}; \varkappa\right), \quad \varkappa \leq 1, \quad (35)$$

і, по-друге, розкладемо вираз (34) для  $\dot{\varphi}$  у ряд Фур'є:

$$\dot{\varphi} = 8\omega \cdot \begin{cases} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a^{n-\frac{1}{2}}}{1+a^{2n-1}} \cdot \cos[(2n-1)\omega t], & \varkappa \leq 1; \\ \frac{1}{4} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a^n}{1+a^{2n}} \cdot \cos(n \omega t), & \varkappa \geq 1, \end{cases} \quad (36)$$

де

$$\begin{cases} a = \exp\left(-\pi \cdot \frac{F'}{F}\right); & F \equiv F\left(\frac{\pi}{2}; \bar{\varkappa}\right); \\ F' \equiv F\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{1-\bar{\varkappa}^2}\right); & \omega = \omega(H); \\ \bar{\varkappa} = \begin{cases} \varkappa, & \varkappa \leq 1; \\ \frac{1}{\varkappa}, & \varkappa \geq 1. \end{cases} \end{cases} \quad (37)$$

Розглянемо тепер різноманітні асимптотики виразів (36) та (37). Скористаємось наступними асимптотиками повного еліптичного інтегралу  $F\left(\frac{\pi}{2}; \varkappa\right)$ :

$$F\left(\frac{\pi}{2}; \varkappa\right) \approx \begin{cases} \frac{\pi}{2}, & \varkappa \ll 1; \\ \frac{1}{2} \cdot \ln\left[\frac{32Hs}{Hs-H}\right], & 1-\varkappa^2 \ll 1. \end{cases} \quad (38)$$

Звідси:

$$\tilde{N} \approx \begin{cases} 1, & \varkappa \ll 1; \\ \frac{1}{\pi} \cdot \ln\left[\frac{32Hs}{Hs-H}\right], & 1-\varkappa^2 \ll 1. \end{cases} \quad (39)$$

Аналітично з (37), (38) та (35) знаходимо:

$$a \approx \begin{cases} \frac{\varkappa^2}{32}, & \varkappa \leq 1; \\ \exp\left(-\frac{\pi}{\tilde{N}}\right), & 1-\varkappa^2 \ll 1. \end{cases} \quad (40)$$

Тепер легко визначити характер коливань «маятника» – моделі плуга у всіх областях. При  $\varkappa \ll 1$ , тобто при дуже малих енергіях системи, частота  $\omega(H) \approx \omega_0$  та  $\tilde{N} \approx 1$ . Крім того, згідно (40) амплітуди  $a$  малі. Тому у (36) має сенс залишити тільки першу складову суми, оскільки малі значення інших наращуються із зростанням  $n$ . Це дає:

$$\dot{\varphi} = v = \dot{\tilde{x}} \approx \omega_0 \cdot \sqrt{2\varkappa^2} \cdot \cos(\omega_0 t) = \sqrt{2\omega_0 \cdot I} \cdot \cos(\omega_0 t), \quad (41)$$

у відповідності зі звичайною лінійною теорією (дійсно, енергія, яка відраховується від дна потенціальної ями, дорівнює  $\delta H = \omega_0^2 + H$ , й  $I = \frac{\delta H}{\omega_0} = \varepsilon^2 \cdot \frac{Hs}{\omega_0} = \varepsilon^2 \cdot \omega_0$ ,  $Hs \equiv \omega_0^2$ ).

Нехай тепер  $\varepsilon^2 \rightarrow 1$ , тобто  $H \rightarrow Hs$ . Тоді поблизу сепаратриси частота  $\omega(H) \rightarrow 0$ , а період коливань логарифмічно розходиться (див. (39)). Швидкість плуга  $\varphi_0$  наближається до періодичної послідовності солітоноподібних імпульсів (рис. 4). Відстань між двома горбами у одній і тій самій фазі близька до періоду коливань  $\frac{2\pi}{[\omega(I)]}$ , а ширина кожного горба близька до  $\frac{2\pi}{\omega_0}$ . Тому число  $\tilde{N}$  визначає «скважність» функції  $\dot{\varphi}(t) \equiv v(t)$ . Якщо ввести спектр швидкості  $\dot{\varphi}(t)$ :

$$\dot{\varphi}(I, \theta) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} b_n(I) \exp(in\theta), \quad i^2 = -1, \quad (42)$$

можна побачити, що згідно (40) та (36) при  $\tilde{N} \gg 1$ , тобто поблизу сепаратриси,

$$b_n = 8\omega \cdot \frac{a^{n-\frac{1}{2}}}{1+a^{2n-1}}. \quad (43)$$

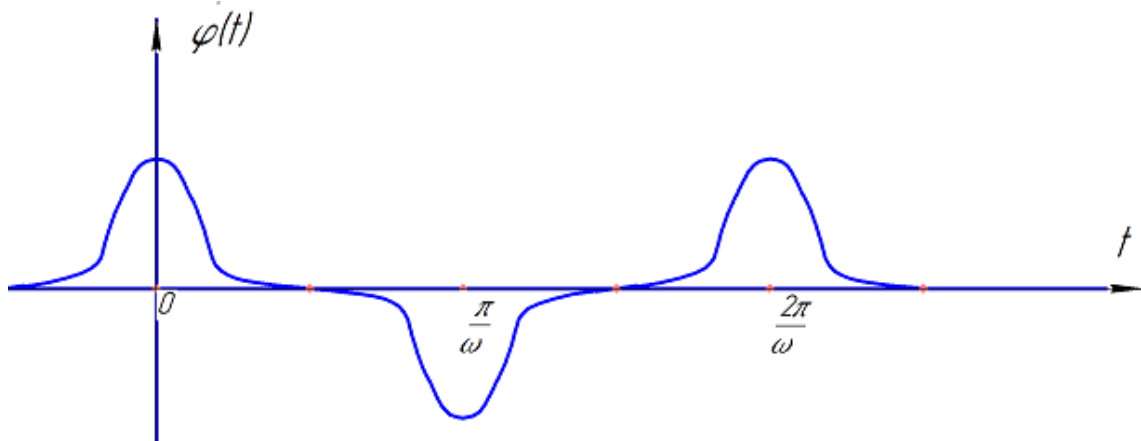


Рис. 4. Залежність швидкості  $v(t) \equiv \dot{\varphi}(t)$  плуга від часу  $t$  поблизу сепаратриси.

Приймаючи до уваги вираз для  $\dot{a}$  у (40) при  $1 - \varepsilon^2 \ll 1$ , отримаємо:

$$b_n \approx 8\omega \cdot \begin{cases} 1, & 1 < n \leq \tilde{N}; \\ \exp\left(-\pi \cdot n / \tilde{N}\right), & n > \tilde{N}, \end{cases} \quad (44)$$

тобто всі амплітуди приблизно рівні до  $n \approx \tilde{N}$  й експоненціально малі при  $n > \tilde{N}$  у відповідності з міркуваннями, виказаними раніше. Звідси випливає, що спектр нелінійних коливань «маятника» -

моделі плуга має вид, наведений на рис. 5, і число  $\tilde{N}$  визначає характерне число гармонік у спектрі.

При наближенні до сепаратриси  $\tilde{N} \rightarrow \infty$ , а сам спектр прямує до неперервного. Величина  $\tilde{N}$  є параметром характерного обрізання числа гармонік спектру.

Поява розбіжності при  $\omega \rightarrow 0$  є наслідком наближення до траєкторії, яка проходить через гіперболічну точку (тобто до сепаратриси). Ця властивість має місце не тільки при  $\dot{I} \rightarrow \omega_0^2 - 0$ , тобто знизу, але і при  $\dot{I} \rightarrow \omega_0^2 + 0$ , тобто зі сторони інфінітних траєкторій (на фазовому портреті системи).

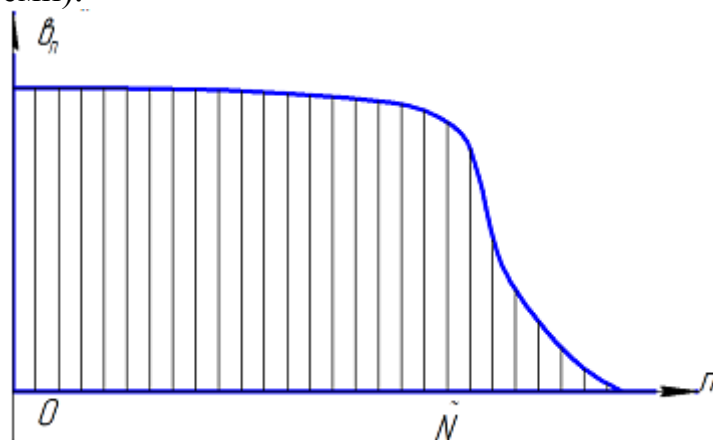


Рис. 5. Спектр швидкості  $\dot{\varphi}$  плуга у околі сепаратриси.

З'ясуємо загальні властивості періоду коливань плуга. Розглянемо більш детально, яким чином з'являються нульові чи дуже малі частоти коливань, котрі, як ми тільки що бачили, радикальним чином змінюють всю картину коливань плуга по мірі віддалення від еліптичної точки положення рівноваги. З'ясувати це дуже важливо, оскільки мова йде про отримання більш детальної інформації про систему плуга при наближенні її траєкторії до нестійких особливих точок.

Диференціювання  $I$  по  $H$  у формулі:

$$I = \frac{1}{2\pi} \oint \rho(q, H) dq = I(H), \quad (45)$$

де  $\rho$  – імпульс,

$q$  – узагальнена координата системи,

$H$  – її енергія, а також визначення  $\omega(I)$ :

$$\omega(I) = \frac{dH(I)}{dI} = \left( \frac{dI(H)}{dH} \right)^{-1}, \quad (46)$$

дають період коливань системи (плуга) у потенціальній ямі:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \oint \frac{d\varphi}{[2(H - V(\varphi))]^{1/2}}, \quad (47)$$

Дослідимо у загальній формі цей вираз поблизу сепаратриси. Для цього позначимо відстань енергії до сепаратриси через:

$$\Delta = |H - H_s| \ll H_s, \quad (48)$$

Подамо знаменник у (47) у вигляді:

$$[2(H - V(\varphi))]^{1/2} \approx [(\varphi - \varphi_a)(\varphi - \varphi_b)(\varphi - \varphi_1) \dots (\varphi - \varphi_n)]^{1/2} \cdot \chi(\varphi), \quad (49)$$

де  $\varphi_a$  й  $\varphi_b$  – точки повороту, між котрими здійснюється фінітний рух;  $\varphi_1, \dots, \varphi_n$  – всі інші точки повороту, котрі розміщені поблизу, скажімо,  $\varphi_b$ ;

$\chi(\varphi)$  – функція, яка не має нулів у комплексній площині у околі траєкторії.

Для спрощення обмежимося випадком, коли всі  $\varphi_i$ ,  $i = \overline{1, n}$ , є дійсними коренями і нулі з малою уявною частиною відсутні. У прикладі на рис. 6  $i = 5$ .

Основний внесок у вираз для  $T$  дають області по  $\varphi$  у околі полюсів підінтегрального виразу, тобто нулі імпульсів (49). Близько розміщені нулі збільшують кратність полюса. У колі сепаратриси завжди є, принаймі, близькість до двократного виродження:  $n \geq 1$ .

На основі зробленого зауваження здійснюємо інтегрування у (47) тільки у околі полюса. Це дає:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \approx \frac{2\pi}{\omega_0} \cdot \begin{cases} \ln(H_s/\Delta), & n = 1; \\ (\Delta/H_s)^{-(n-1)/2}, & n > 1. \end{cases} \quad (50)$$

З формули (50) можна визначити степінь нелінійності коливань плуга:

$$\frac{d\omega}{dH} \approx \begin{cases} \omega^2/(\omega_0 \cdot \Delta), & n = 1; \\ \omega/\Delta, & n > 1. \end{cases} \quad (51)$$

Зручно останню формулу виразити або тільки через енергію, або тільки через частоту. Маємо:

$$\alpha = \frac{d\omega}{dH} \cdot \frac{H_s}{\omega} \approx \frac{H_s}{\Delta} \cdot \begin{cases} \frac{1}{\ln(H_s/\Delta)}, & n = 1; \\ 1, & n > 1; \end{cases} = \begin{cases} \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right) \exp\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right), & n = 1; \\ \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^{2/(n-1)}, & n > 1. \end{cases} \quad (52)$$

Найбільш універсальний опис вийде у енергетичній шкалі. Параметр нелінійності прямує до одиниці по мірі зростання числа точок повороту  $i$ , близьких до даної точки повороту.

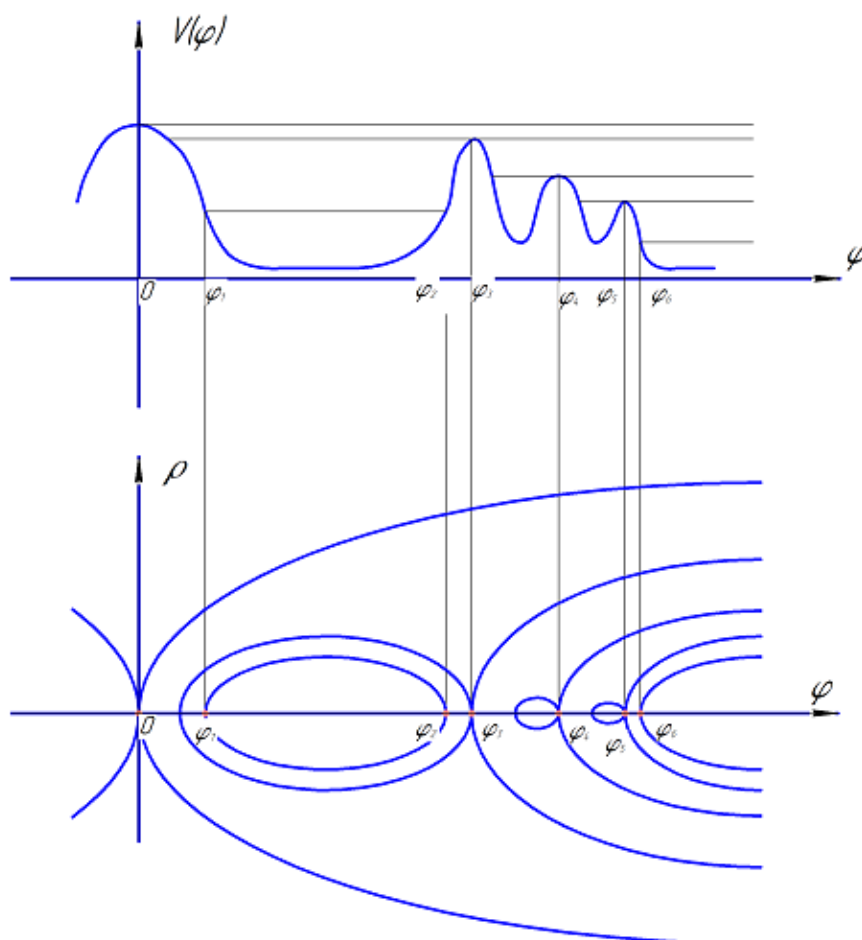


Рис. 6. Випадок кількох (трьох) близьких сідлових точок фазової траєкторії плуга.

#### Висновки.

1. Визначено основні параметри автоколивань (вібро-) плуга у горизонтальній площині за наявності сил в'язкого тертя останнього з ґрунтом, не застосовуючи, при цьому процедуру лінеаризації.

2. Отримані результати можуть бути у подальшому використані для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку (контактних задач) віброплугів, взаємодіючих з оброблюваним ґрунтом та застосування подібних розрахунків у системах точного землеробства.

#### Література.

1. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (ч. 1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. / П. М. Заїка. – Харків: Око, 2001. – 444с.
2. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем. / П. М. Василенко, В.П. Василенко. – К.: УСХА, 1980. – 135с.

3. *Василенко П. М.* Введение в земледельческую механику. / *П.М. Василенко.* – К.: Сільгоспосвіта, 1966. – 251с.
4. *Василенко П. М.* Основи аналітичних методів землеробської механіки. / *П. М. Василенко.* – К.: Видавництво НАУ, 1998. – 29с.
5. *Войтюк Д. Г.* Сільськогосподарські машини. / *Д. Г. Войтюк, Г.Р. Гаврилук.* – К.: Урожай, 1994. – 446с.
6. *Горячкін В. П.* Собрание сочинений в 3-х томах. / *В. П. Горячкін.* – М.: Колос, 1965. – Т. 1. – 720с.; Т. 2. – 459с.; Т. 3. – 512с.
7. *Заика П. М.* Избранные задачи земледельческой механики. / *П. М. Заика.* – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 509с.
8. *Кленин Н. И.* Сельскохозяйственные машины. / *Н. И. Кленин, В.А. Саун.* – М.: Колос, 1994. – 751с.
9. *Комаристов В. Ю., Дунай М. Ф.* Сільськогосподарські машини. / *В. Ю. Комаристов, М. Ф. Дунай.* – К.: Вища школа, 1987. – 486с.
10. *Крамаренко Л. П.* Сельскохозяйственные машины. Теория, конструирование и расчет. Том. 1 – Машины и орудия для обработки почвы и посева. / *Л. П. Крамаренко.* – Харьков: Госуд. научн.-техн. изд-во Украины, 1937. – 368с.
11. *Краснощеков Н. В.* Механика почвозащитного земледелия. / *Н.В. Краснощеков.* – Новосибирск: Наука, 1984. – 200с.
12. *Летошнев М. Н.* Сельскохозяйственные машины. Теория, расчет, проектирование и испытание. / *М.Н. Летошнев.* – М. – Л.: Изд.-во с. х. л-ры, 1955. – 764с.
13. *Лурье А. Б., Громбачевский.* Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин. / *А.Б. Лурье.* – Л.: Машиностроение, 1977. – 527с.
14. *Сабликов М. В.* Сельскохозяйственные машины. Часть 2. Основы теории и технологического расчета. / *М.В. Сабликов.* – М.: Колос, 1988. – 296с.
15. Сельскохозяйственные машины. Теория, конструирование и расчет / *Б. Г. Турбин, А. Б. Лурье, С. М. Григорьев и др.;* Под ред. *Б. Г. Турбина.* – М. – Л.: Маш. изд., 1963. – 575с.
16. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / *Г. Е. Листопад, Г. К. Демидюк, Б. Д. Зонов и др.;* Под общ. ред. *Г. Е. Листопада.* – М.: Машиностроение, 1977. – 328с.
17. *Синеоков Г. Н., Панов И. М.* Теория и расчет почвообрабатывающих машин. / *Г.Н. Синеоков, И.М. Панов.* – М.: Машиностроение, 1977. – 328с.
18. *Тураев Л. Д.* Динамика плуга. / *Л.Д. Тураев.* – Харьков: Изд.-во Харьковского университета, 1973. – 161с.
19. *Хайлис Г. А.* Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. / *Г.А. Хайлис.* – К.: Изд.-во УСХА, 1992. – 235с.

20. *Горячкин В. П.* Собрание сочинений.: В 3т. / Под ред. акад. *Н. Д. Лучинского.* – М.: Колос, 1968. – Т. 3 – 348с.
21. *Комаристов В. Ю.* Сільськогосподарські машини. / *В. Ю. Комаристов, М.М. Петренко, М.М. Косінов.* – К.: Урожай, 1996. – 240с.
22. *Листопад Г. Е.* Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. / *Г. Е. Листопад, Г.К. Демидов, Б. Д. Зонов и др.* – М.: Агропромиздат, 1986. – 688с.
23. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підручник / За ред. *М. І. Чернова.* – К.: Урожай, 2001. – Кн. 1: Машини для рільництва. – 384с.
24. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Під ред. *Д. Г. Войтюка.* – К.: Вища освіта, 2005. – 464с.
25. Теория, конструирование и расчет сельскохозяйственных машин: Учебник / *Е. С. Босой, О. В. Верняев, И. И. Смирнов, Е. Г. Султан-Шах;* Под ред. *Е. С. Босого.* – М.: Машиностроение, 1977. – 568с.
26. *Войтюк Д. Г., Яцун С. С., Довжик М. Я.* Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навчальний посібник / За ред. *Д. Г. Войтюка.* – Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. – 543с.
27. *Ден-Гартюг Дж. П.* Механические колебания. / *Дж. П. Ден-Гартюг.* – М.: Физмат гиз, 1960. – 320с.
28. *Den-Hartod I. P.* Forced Vibrations With Combined Coulomb and Viscous Friction // Transactions of ASME. APM. / *I. P. Den-Hartod.* – 1931. – V.53. – No.9. – P.107 – 115.
29. *Стрекис А. М.* Вынужденные колебания с одной степенью свободы при наличии сухого трения и при произвольной возмущающей силе. // Вопросы динамики и динамической прочности. / *А.М. Стрекис.* – Рига: РПИ, 1956. – Вып.4.
30. *Сакович В. Л.* Метод решения уравнений динамически нелинейных вибросистем. // Вопросы теории проектирования и эксплуатации строительных машин. / *Сакович В. Л.* – Киев: КИСИ, 1964. – Вып. 20. – с. 91 – 105.
31. *Сакович В. Л.* Вынужденные колебания вибратора при наличии сухого трения. // Вопросы теории проектирования и эксплуатации строительных машин. / *В.Л. Сакович.* – Киев: КИСИ, 1964. – Вып. 20. – с. 116 – 127.
32. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. – Т. 2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. *И. И. Блехмана.* 1979. – 351с.
33. *Заскавский Г. М., Сагдеев Р. З.* Введение в нелинейную физику: От маятника до турбулентности и хаоса. / *Г.М. Заскавский, Р. З. Сагдеев.* – М.: Наука, 1988. – 368с.

## **АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ВИБРОПЛУГА В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ**

Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Дяченко Л. А.

### *Аннотация*

**Проведен анализ динамической устойчивости вибропуга в горизонтальной плоскости. Создана математическая модель движения вибропуга. Определены основные закономерности, зависимости рабочих параметров конструкции в режимах холостого хода вибропуга и его реальной эксплуатации.**

## **THE ANALYSIS OF THE DYNAMIC CONSTANCY OF THE VIBROPLOUGH IN HORIZONTAL POSITION**

V. Loveykin , Y. Chovnyuk , L. Dyachenko

### *Summary*

**The analysis of the dynamic constancy of the vibroplough in horizontal position is conducted. The mathematic model of the movement of the vibroplough is created. Consistent puffers and dependencies of the working parameters of the the working parameters of the vibroplough in the suspend mode and in its working mode are defer mined.**

УДК 631.03

## ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ФРОНТАЛЬНИХ ЗНАРЯДЬ У СКЛАДІ КОМБІНОВАНИХ МТА

Мітков В.Б. к.т.н.,

Мітков Б.В. к.т.н.,

Тюлев В.С. магістр\*.

*Таврійський державний агротехнологічний університет**Тел. (0619)42-12-65*

**Анотація** – розширення функціональних можливостей енергетичних засобів тягового класу 1,4 та 3 шляхом агрегування їх у складі комбінованих МТА.

**Ключові слова** - передній навісний механізм, енергетичний засіб, зменшення витрат, комбінований МТА, сівалка, оприскувач, ущільнення ґрунту, продуктивність праці.

*Постановка проблеми.* В даний час багато малих сільськогосподарських підприємств, яким практично не можливо конкурувати з крупними багатофункціональними господарствами. Це пов'язано з високою собівартістю продукції рослинництва

*Аналіз стану справ та постановка проблеми.* Підприємці не в змозі придбати високопрофесійну техніку, якої б вистачало для виконання всіх сільськогосподарських робіт відповідно до агровимог, що дозволило б знизити собівартість сільськогосподарської продукції. Тому виникає необхідність у створюванні нових комбінованих МТА на базі існуючих енергетичних засобів тягового класу 1,4-3. Такі агрегати відповідають потребам малих сільськогосподарських підприємств [1,2].

*Мета та задачі дослідження.* Провести аналіз можливості використання тракторів тягового класу 1,4 та 3 у складі комбінованого МТА з фронтальним і задньонавісним розташуванням сільськогосподарських знарядь.

*Основна частина.* Обсяг застосування комбінованих агрегатів у господарствах визначається природно - кліматичними умовами, фізико-механічними властивостями оброблюваних ґрунтів, застосовуваною системою землеробства, агротехнічними вимогами до обробки ґрунтів і посіву, можливістю й доцільністю сполучення технологічних операцій, а також наявною енергетичною базою.

Для досягнення позитивного ефекту від застосування комбінованих агрегатів повинні виконуватися наступні вимоги [1, 2]:

- енергоємність технологічного процесу, виконаного комбінованим агрегатом, має бути менше загальної енергоємності при виконанні його одноопераційними машинами;
- продуктивність праці повинна бути вища, ніж у відповідних одноопераційних машин;
- якісні показники роботи повинні бути не нижчі, ніж аналогічні показники відповідних одноопераційних машин;
- пристосованість для роботи в несприятливих погодних і ґрунтових умовах комбінованих МТА для основного обробітку ґрунту має бути така ж, як і у агрегатів з одноопераційних машин;
- зберігати родючість ґрунту;
- мати задовільну маневреність.

По способу агрегування комбіновані агрегати можна розділити на три групи (схеми рис. 1) [3]:

1) агрегати, складені за схемою, у якій одноопераційні машини, що випускаються серійно, послідовно з'єднані між собою за допомогою різноманітних зчіпних механізмів;

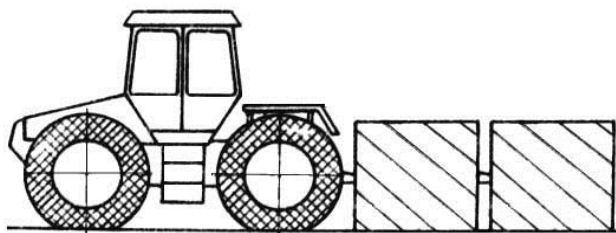
2) агрегати з комбінованою машиною заднього приєднання, на рамі якої можуть закріплюватися постійні або змінні робочі органи різного технологічного призначення;

3) агрегати, складені з кількох одноопераційних машин, одні з яких навішуються на передній начіпний механізм (ПНМ) енергетичного засобу, а інші – на задній.

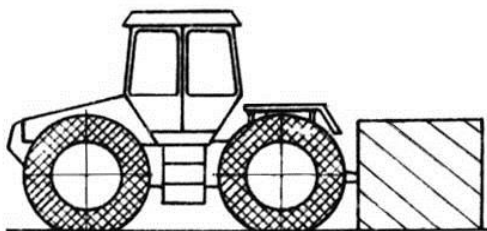
Комбіновані агрегати за третьою схемою з'явилися порівняно недавно. Їх переваги полягають у тому, що за рахунок використання фронтального навішування сільськогосподарського знаряддя, є можливість [3]:

- краще збалансувати навантаження на мости трактора;
- забезпечити економію питомих витрат палива;
- знизити ступінь ущільнення ґрунту;
- зменшити час переобладнання агрегату із робочого положення в транспортне і навпаки;
- збільшити маневреність, стійкість і керованість МТА під час руху на поворотній смузі та під час транспортних переїздів;
- збільшити зчіпну масу трактора без застосування механічного баласту, підвищивши тим самим ступінь використання потужності його двигуна та зменшивши буксування рушіїв;
- широко використовувати серійно випускаємі одноопераційні машини та знаряддя як з пасивними, так і активними робочими органами;
- зменшити взаємний вплив ґрунтообробного та подрібнювального знарядь;

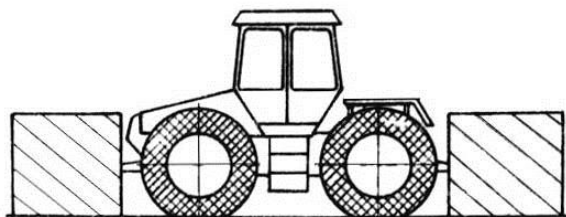
- підвищити якість обробки ґрунту.



1)



2)



3)

Рис. 1. Схеми агрегування комбінованих агрегатів: 1 - агрегат з комбінованою машиною заднього приєднання, послідовно з'єднані між собою за допомогою різноманітних зчіпних механізмів ; 2 - агрегат з комбінованою машиною заднього приєднання; 3 - агрегати, які навішуються на передній начіпний механізм (ПНМ) енергетичного засобу, а інші – на задній.

Виходячи із вище означених переваг найбільш ефективною є третя схема агрегування сільськогосподарського знаряддя у складі одного комбінованого МТА.

Використання різних комбінованих МТА на базі енергетичного засобу класу 3 розглянуті в роботах [3,4,5]. Так на базі трактора 3 класу потужності можна агрегувати слідуєчі комбіновані МТА:

- жатвено-луцильний агрегат (ХТЗ-160+ЖВН-6+ЛДГ-3);
- подрібнювально-орний агрегат (ХТЗ-160+ПРР-1,5+ПЛН-5-35);
- дисковочно-чизельний агрегат (ХТЗ-160+ПЧ-2,5+БДН-5) та ін.

Якщо рекомендації по використанню енергетичного засобу тягового класу 3 у складі комбінованих МТА з фронтальним знаряддям у теперішній час існують в літературі, то по енергетичним засобам тягового класу 1,4 дослідження не проводилися, в зв'язку з цим рекоме-

ндацій по їх використанню не існує!

Для втілення таких МТА потрібні нові трактори класу 1,4 з переднім навісним механізмом (ПНМ), або потрібно обладнати існуючі трактори таким механізмом, що призведе до розширення функціональних можливостей застосування трактора: об'єднання двох і більше сільськогосподарських операцій на базі одного тракторів, та покращиться якість їх роботи за рахунок довантаження переднього моста, тобто ефективніше використовується тягова потужність тракторів.

На підставі проведених досліджень нами запропоновано удосконалення конструкції трактора МТЗ, шляхом встановлення на рамі - переднього навісного механізму з гідравлічним приводом для приєднання сільськогосподарських знарядь (рис. 2).

Передній навісний механізм трактора МТЗ встановлюється таким чином (рис. 2). Перехідна рамка 2 приєднується до рами 1. Після чого на неї встановлюється передні важелі підйому 3, передня центральна тяга 4 та гідроциліндр 5. Для більш надійного закріплення, перехідну рамку 2 з'єднують з блоком коробки перемикачів передач 7 за допомогою розпірних планок 8. Завдяки встановленню передніх важелів підйому 3, передньої центральної тяги 4, гідроциліндра 5 розширюються функціональні можливості застосування трактора, завдяки використанню його з фронтальним сільськогосподарським знаряддям.

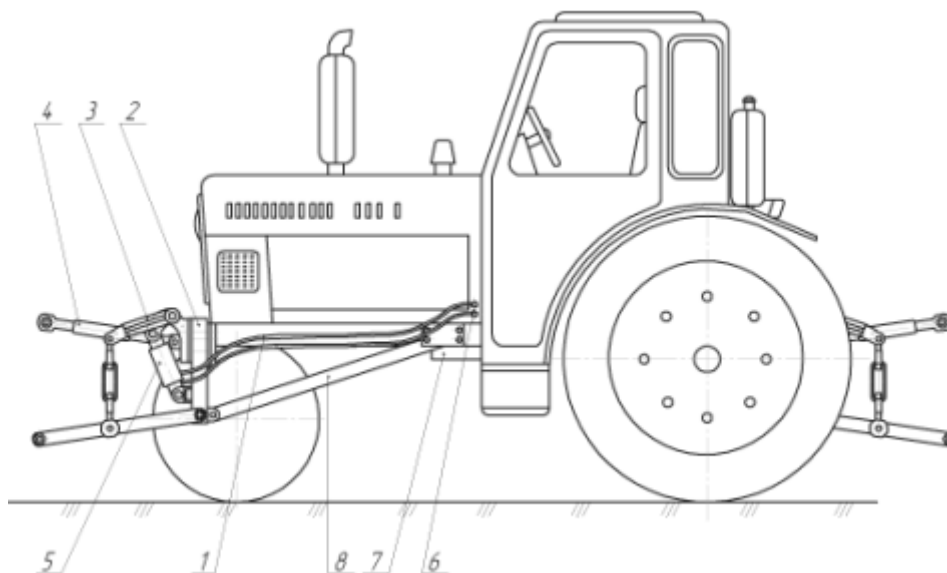


Рис. 2. Трактор з переднім навісним механізмом.

Пропонуємий енергетичний засіб тягового класу 1,4 у складі комбінованого МТА може застосовуватися в наступних напрямках.

Перший: При вирощуванні с.г. культур широко розповсюджені рідкі добрива, які необхідно вносити в ґрунт і одразу ж загортати. Для цього необхідно щонайменше два трактори: один вносить добрива, інший їх загортає. Трактори при цьому мало завантажені. Також йде

подвійна витрата палива та переущільнення ґрунту, за рахунок використання 2 тракторів. Зменшити ці витрати та переущільнення можна за допомогою використання комбінованого агрегату на базі трактора марки МТЗ (рис. 3), з встановленим на ньому переднім навісним механізмом, та борони зубчато-пружинної БЗП з шириною захвату 15 метрів і навісного оприскувача «Ренау» з шириною захвату 14 метрів.



Рис. 3. Комбінований МТА на базі трактора МТЗ-82.1 з фронтально розташованим оприскувачем «Ренау» та борону БЗП.

При використанні цього агрегату:

- зберігаються агропомоги до внесення добрив (перекриття при боронуванні складає не більше 0,5 метра),
- зменшується кількість проходів, що знижує ущільнення ґрунту,
- скорочуються витрати пального, оскільки не потрібно витратити паливо на перегонку до поля двох тракторів, на боронування (1,4 л/га), а при внесенні добрив (1,4 л/га),
- дозволяє більш ефективно загрузити трактор, за рахунок використання двох не енергонасичених операцій у складі одного МТА.

*Другий:* Встановлення на трактор марки МТЗ переднього навісного механізму дозволяє вносити гранульовані добрива машиною МВУ-800 та проводити посів за допомогою зчіпки з двома сівалками СЗ-3,6 (рис. 4). За рахунок цього зменшується кількість заправок, оскільки місткість без добрив одного ящика СЗ-3,6 складає 0,6 т й норма при посіві 220 кг/га, а місткість машини для внесення добрив 0,8 т й норма внесення 150 кг/га. Це дозволяє одночасно проводити заправки обох агрегатів та зменшити витрати палива (розкидання 1,0 л/га, посів 2,3 л/га).



Рис. 4. Комбінований МТА на базі трактора МТЗ-82.1 з фронтально розташованим МВУ-800 та двома сівалками СЗ-3,6.

*Третій:* Після скошування соняшнику залишається висока стерня, яка складає велику проблему з обробітком ґрунту. При оранці не якісно подрібнені рештки за зимовий період не перегнивають. Навесні при виконанні польових робіт рештки стерні витягуються на поверхню ґрунту, забиваючи робочі органи.

Щоб подрібнити рослинні рештки на полях малих розмірів трактором тягового класу 1,4 краще всього його використовувати з подрібнювачем рослинних решток ПРР-1,5 [6,7] (ширина захвату 1,5м) та плугом ПЛН 3-35 (рис. 5). Це дозволить провести подрібнення стерні з одночасною оранкою ґрунту, після чого навесні можна буде проводити необхідну сільськогосподарську операцію, без перешкод, а також зменшити витрати палива, за рахунок використання одного трактора та зменшення кількості проходів по полю.



Рис. 5. Комбінований МТА на базі трактора МТЗ-82.1 з фронтально розташованим подрібнювачем ПРР-1,5 та плугом ПЛН-3-35.

У зв'язку з реформуванням підприємства АПК та високі ціни на існуючу спеціалізовану техніку, підприємцям не вигідно тримати спеціальні машини, наприклад, з бульдозерним отвалою та інші. Але така техніка потрібна, тому підприємці купляють бульдозерний отвал, перероблюють для навішування на задню навіску трактора та виконують необхідні роботи. Заднім ходом не зручно проводити цю операцію. Тому встановлення такого отвала на передній навісний механізм трактора класу 1,4 дозволить покращити умови праці тракториста.

Також на передній навісний механізм трактора марки МТЗ можна навішувати кран балку, за допомогою якої виконують роботи пов'язані з підняттям різних вантажів, та використанням при постановці техніки на тривале зберігання, що спрощується та підвищується якість роботи тракториста, знижуються витрати праці.

*Висновки.* Використання переднього навісного механізму у складі комбінованого МТА на базі енергетичних засобів тягового класу 1,4 дозволяє:

- знизити витрати палива при одночасном виконанні двох сільськогосподарських операцій, за рахунок зменшення кількості проходів агрегатів по полю;
- знизити негативний вплив ущільнення ґрунту за рахунок об'єднання операцій;
- довантажити передню вісь трактора, що покращує щеплення передніх коліс і дозволяє більш ефективно його використовувати та полегшити роботу тракториста.

Таким чином, запропонованим передній навісний механізм маючи не високу ціну зможе придбати керівник малих сільськогосподарських підприємств та встановити його на трактор тягового класу 1,4. Це дозволить використовувати його у складі комбінованих МТА з фронтальним розташуванням знярядь.

#### *Література.*

1. *Хорунженко В.Е.* Состояние и перспективы развития комбинированных агрегатов. / *В.Е. Хорунженко, А.И. Мордухович, В.А. Юзбашев* // *Механизация и электрификация сельского хоз-ва.* - 1985. - № 5. - С. 33-35.
2. *Кузнецов Ю.И.* Комбинированные агрегаты для интенсивных технологий. / *Ю.И. Кузнецов, В.Н. Дроздов.* // *Техника в сельском хозяйстве.* - 1986. - № 4. - С. 12-15.
3. *Мітков В.Б.* Обґрунтування схеми і параметрів агрегату для основного обробітку ґрунту: дис... канд. тех. наук: 05.05.11 / *В.Б. Мітков.* - Мелітополь, 2007. - 181с.
4. *Надикто В.Т.* Перспективное направление создания комбинированных и широкозахватных МТА. / *В.Т. Надикто.* // *Тракторы и сель-*

- скохозяйственный машины, №3, 2008, С. 26-30.
5. *Надикто В.Т.* Нові мобільні енергетичні засоби України. / *В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула.* – Мелітополь, ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2006.- 338с.
  6. *Мітков В.Б.* Експлуатаційно-технологічна оцінка подрібнювально-орного агрегату на базі трактора ХТЗ-120. / *В.Б. Мітков, В.Т. Надикто, А.М. Аюбов.* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2006. - Вип. 35. - С. 3-10.
  7. *Мітков В.Б.* Результати лабораторно-польових випробувань подрібнювально-орного МТА на базі трактора ХТЗ-120. / *В.Б. Мітков.* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2005. - Вип. 25. - С. 151-156.

## **ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ФРОНТАЛЬНЫХ ОРУДИЙ В СОСТАВЕ КОМБИНИРОВАННЫХ МТА**

Митков В.Б., Митков Б.В., Тюлев В.С.

### *Аннотация*

**Увеличение функциональных возможностей энергетических средств тягового класса 1,4 и 3 путем агрегатирования их в составе комбинированных МТА**

## **PROSPECTS OF THE USE FRONTAL INSTRUMENTS IN COMPOSITION COMBINED MA**

V. Mitkov, B. Mitkov, V. Tyulev

### *Summary*

**Increase of functional possibilities of power facilities of hauling class 1,4 and 3 by the unitization them in composition combined MA**

УДК 631.158:658.7823

## МОДЕРНІЗАЦІЯ СІВАЛКИ ПРЯМОГО ТОЧНОГО ПОСІВУ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР

Яцух О.В., к.с.-г.н.,

Бойко О.В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-14-38

**Анотація** – В роботі проаналізовано якісні показники роботи сівалки прямого посіву та обґрунтовано модернізацію висівного апарату. Наведено його креслення та описаний принцип дії.

**Ключові слова** – Прямий сів, сівалка, висівний апарат.

*Постановка проблеми.* В умовах ринку все більше використовуються ґрунтозахисні та енергозберігальні технології обробітку ґрунту, зокрема система мінімального обробітку ґрунту та її різновид – прямий сів. Аналіз відомих закордонних та вітчизняних сівалок прямого посіву показав, що кожна з них при своїх перевагах і недоліках у повній мірі не забезпечує необхідної за агровимогами рівномірності загортання насіння на глибину [1, 2].

Традиційна обробка ґрунту призводить до надмірного спущення, що викликає не тільки руйнування структури ґрунту, але й приводить до загибелі бактерій і мікроорганізмів, що живуть в різних шарах ґрунту, сприяє розвитку ґрунтової ерозії і змиву родючого шару. Вирішити подібний комплекс проблем можливо тільки кардинально змінивши як саму технологію виконання польових робіт, так і, перш за все, техніку. Всі дослідники схиляються до одного висновку: необхідна мінімізація обробки ґрунту і можлива вона тільки за умови спущення ґрунту без обороту пласта, тобто безплужно. Отже, модернізація конструкції робочих органів сівалки прямого точного посіву просапних культур є актуальною.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Аналіз сучасних технологій вирощування зернових культур дає підстави стверджувати, що найбільш перспективними з точки зору зниження витрат енергії є технології з використанням сівалок прямого посіву. Промисловість України не виготовляє сівалок прямого посіву з дисковими робочими органами, тому велика увага приділяється сівалкам закордонного виробництва [1, 2].

Один з граничних випадків мінімізації – прямий сів. Ефективність його застосування можлива лише при найвищому агротехнічному мистецтві, що є надбанням майстрів хліборобів високої кваліфікації. При проведенні обробки ґрунту виконуються наступні основні функції: розпушування переущільненої ґрунту; – знищення бур'янів; – активізація аеробних процесів по мінералізації органічних речовин для живлення рослин; – закладення в ґрунт насіння і добрив. Необхідність проведення тієї чи іншої операції (обробки ґрунту) залежить від властивостей конкретного агроландшафту.

Якщо всі основні функції обробки ґрунту знаходяться в допустимих межах (ґрунт не ущільнений, бур'янів мало і т.д.), то можливий прямий сів. Але в більшості агроландшафтів необхідність розпушування ґрунту існує, особливо на важких ґрунтах і в умовах поливу, де ґрунти сильно ущільнені. [3, 4, 5].

*Формулювання цілей статті.* Мета досліджень – модернізація робочих органів сівалки прямого точного висіву просапних культур, що дозволить підвищити якість посіву, а також зменшити кількість проходів ґрунтообробних агрегатів, що дасть змогу знизити негативну дію ходових систем важкої сільськогосподарської техніки на ґрунт. Це дозволить підвищити екологічну безпеку при посіві просапних культур.

*Основний матеріал.* Якісні показники роботи сівалки прямого точного посіву (рівномірність розподілу насіння в рядку, рівномірність глибини загортання насіння, ушкодження насіння, оцінка роботи сошникової групи) визначали в польових умовах і оцінювали за відомою методикою.

При аналізі результатів лабораторно-польових досліджень якісних показників роботи сівалки «Кінзе», зроблені наступні висновки:

1. Сівалка «Кінзе» (США) призначена для виконання прямого точного посіву просапних культур і має наступні переваги перед сівалкою СУПН-8:

- наявність сошникової групи, яка складається з двох дводискових сошників і однодискового розпушувача дозволяє в 2...3 рази скоротити кількість передпосівних обробок ґрунту. При цьому в рядку створюється зернисто-дрібногрудкувата структура ґрунту, яка є оптимальною для проростання насіння;

- якість роботи сівалки незначно знижується при збільшенні робочої швидкості до 12,5 км/год, тобто продуктивність сівалки «Кінзе» в 1,5...2 рази більше сівалки СУПН-8.

2. На основі аналізу зміни якісних показників роботи сівалки «Кінзе» в залежності від зміни швидкості з 10 до 12 км/год. (табл. 1) нами встановлені наступні недоліки:

- кількість насіння в заданому інтервалі зменшується від 53,9 до 40,2%, що не відповідає агро вимогам ( $P \geq 80\%$ );

- кількість пропусків висіву насіння збільшується з 10 до 14,7%, що в 5 разів перевищує норми агровимог ( $\beta \leq 2\%$ );
- коефіцієнт варіації середньоквадратичного відхилення збільшується з 68,6 до 81,3%, що в 2...2,5 рази перевищує норми агровимог ( $v \leq 30\%$ ).

Таблиця 1.

Залежність якісних показників роботи сівалки «Кінзе» від швидкості агрегату

Швидкість агрегату, $V_A$ , км/год.	Кількість насіння в заданому інтервалі, $P$ , %		Кількість пропусків висіву насіння, $\beta$ , %		Коефіцієнт варіації середньоквадратичного відхилення, $v$ , %	
	за агро-вимога-	фактично	за агро-вимога-	фактично	за агро-вимога-	фактично
10	>80	53,9	<2	10,0	<30	68,6
11	>80	45,3	<2	12,1	<30	76,4
12	>80	40,2	<2	14,7	<30	81,3

Вищеперераховані недоліки якісних показників роботи сівалки пов'язані з незадовільною роботою висівного апарату пальцевого типу, тому були проведені дослідження, направлені на модернізацію висівного апарату.

В основу модернізації покладено задачу удосконалення висівного апарату, в якому на нерухомому висівному диску напрямна доріжка вкрита полімерним матеріалом з низьким коефіцієнтом тертя (наприклад, тефлоном), що дає можливість зменшити коефіцієнт тертя між посівним матеріалом та напрямною доріжкою, не змінюючи при цьому коефіцієнт тертя між пальцем та насінням, тобто забезпечується надійне утримання насіннєвого матеріалу пальцем та легке ковзання його по напрямній доріжці, що дає можливість збільшити частоту обертання обтічника з притискачами, тим самим збільшити продуктивність висівного апарату, а відсутність графіту дає можливість поліпшити та здешевити технологічний процес висіву.

Покладена задача вирішується тим, що в висівному апараті, який складається з корпусу, в якому знаходяться: вертикально розташований нерухомий висівний диск з напрямною доріжкою та викидним вікном, камера для насіння, яка розташована між нерухомим диском та кришкою корпусу, привідна вісь, на якій кріпиться обтічник, радіально розташовані притискачі, закріплені на обтічнику, що складаються зі штоку, на якому з боку напрямної доріжки кріпиться палець, а з боку нерухомо закріпленого до корпусу кулачка кріпиться хвостовик, відповідно до винаходу напрямна доріжка нерухомого ви-

сівного диску вкрита полімерним матеріалом з низьким коефіцієнтом тертя.

Виконання конструкції нерухомого висівного диска, в якому напрямна доріжка вкрита полімерним матеріалом з низьким коефіцієнтом тертя, дає можливість відмовитися від застосування графіту і тим самим збільшити зчеплення насіння з пальцем та легке ковзання його по напрямній доріжці. Це також дає можливість збільшити частоту обертання притискачів, тобто збільшити продуктивність висівного апарату, поліпшити та здешевити технологічний процес висіву.

Запропонований висівний апарат складається з корпусу 1 (рис. 1), в якому знаходяться: вертикально розташований нерухомий висівний диск 2 з напрямною доріжкою 3, яка вкрита полімерним матеріалом з низьким коефіцієнтом тертя 4, та викидним вікном 5, камери для насіння 6, розташованої між нерухомим диском 2 та кришкою корпусу 7, привідної вісі 8, на якій кріпиться обтічник 9, радіально розташовані притискачі, закріплені на обтічнику 9 і складаються зі штоку 10, на якому з боку напрямної доріжки 3 кріпиться палець 11, а з боку нерухомо закріпленого до корпусу кулачка 12 кріпиться хвостовик 13.

Запропонований висівний апарат працює наступним чином. Насіння просапних культур (кукурудзи, соняшника) засипають в бункер, який закріплений на корпусі 1, звідки воно просипається в висівний апарат і заповнює камеру для насіння 6. При переміщенні агрегату по полю обертовий момент від приводу висівного апарату передається на привідну вісь 8, яка в свою чергу обертає обтічник 9 із закріпленими на ньому притискачами. При обертанні обтічника 9 хвостовик 13, щільно притиснутий до доріжки нерухомого кулачка 12, копіює його профіль. При цьому профіль змінної кривизни нерухомого кулачка 12 виконаний так, що копіюючи його, хвостовик 13 передає обертовий рух через шток 10 на палець 11, який в момент занурення в камеру для насіння 6 відхиляється від напрямної доріжки 3 нерухомого висівного диску 2, вкритої полімерним матеріалом з низьким коефіцієнтом тертя 4, а при виході з камери для насіння 6 притискається до напрямної доріжки 3. Під час переміщення притискача крізь шар насіння, яке знаходиться в камері для насіння 6 насіння потрапляє в простір, що утворився між пальцем 11 та напрямною доріжкою 3, а при виході притискача з камери для насіння 6, насіння притискається пальцем 11 до полімерного покриття 4 напрямної доріжки 3. При подальшому русі обтічника 9 з притискачами, насіння надійно утримується пальцями 11 і ковзає по полімерному матеріалу з низьким коефіцієнтом тертя 4 напрямної доріжки 3 до викидного вікна 5. Оскільки коефіцієнт тертя ковзання посівного матеріалу по полімерному покриттю 4 малий, то і сила тертя переміщення не велика, тому насіння не травмується. Але, оскільки коефіцієнт тертя ковзання посівного матеріалу по металу бі-

льше ніж по полімерному матеріалу 4, то підхоплене пальцем насіння за стовщену або стоншену частину буде надійно утримуватися, що значно знизить кількість просівів і тим самим поліпшить якісні показники висівного апарату, а відсутність необхідності застосування графіту спрощує і здешевлює технологічний процес висіву.

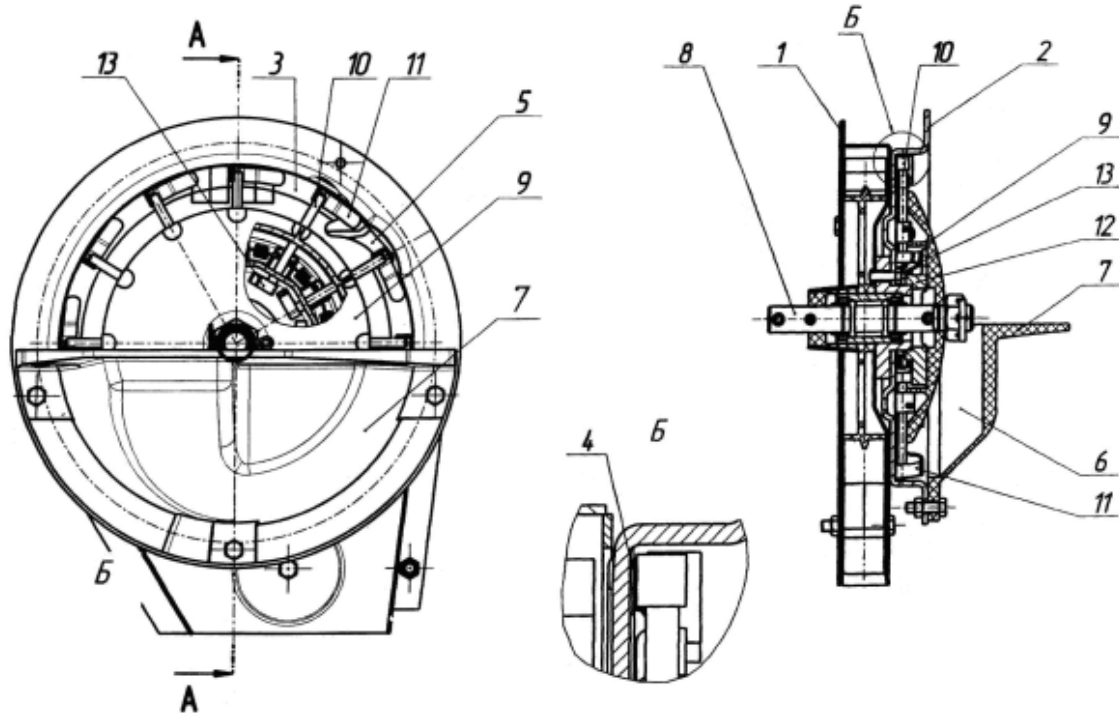


Рис. 1. Схема висівного апарату: 1 - корпус; 2 - висівний диск; 3 - напрямна доріжка; 4 - полімерних; 5 – викидне вікно; 6 - камери для насіння; 7 - кришка корпусу; 8 - привідна вісь; 9 - обтічник; 10 - шток; 11 – палець; 12 – корпус кулачка; 13 - хвостовик.

*Висновки.* Необхідність модернізації висівного апарату викликана незадовільною якістю його роботи. Основною причиною незадовільної якості роботи висівного апарату (велика кількість пропусків) є обов'язкова необхідність додавання до насінневого матеріалу графітного порошку для зменшення коефіцієнта тертя між насінням і висівним диском.

Сутність модернізації полягає в зміні конструкції висівного диска, що дає можливість відмовитися від застосування графіту і тим самим підвищити якість роботи висівного апарату.

Модернізація робочих органів сівалки прямого точного висіву просапних культур дозволить підвищити якість посіву, а також зменшити кількість проходів ґрунтообробних агрегатів, що дасть змогу знизити негативну дію ходових систем важкої сільськогосподарської техніки на ґрунт, тобто підвищити екологічну безпеку при посіві просапних культур.

*Література.*

1. *Ким В.В.* К вопросу обоснования конструктивных параметров сеялки прямого сева // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для с.-г. України /*В.В. Ким, С.А. Дьяконов.* // Зб. наук. пр. УкрНДПВ – Дослідницьке, 2004. – Вип. 7 (21). – С. 349-353.
2. *Ким В.В.* Изыскание путей повышения равномерности заделки семян в почву / *В.В. Ким, С.А. Дьяконов.* // Механізація с.-г. виробництва: Вісник ХДТУСГ. – Х., 2004. – Вип. 29. – С.193-196.
3. *Заїка Т.М.* Теорія сільськогосподарських машин. Т.1 (Ч.1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту / *Т.М. Заїка.* – Харків: Око, 2001. – 444 с.
4. Buffalo All-Flex till Planter, 2000.
5. Dickey E., Rider A. Eastern Nebraska row crop tillage system, 2005.

**МОДЕРНИЗАЦИЯ СЕЯЛКИ ПРЯМОГО ТОЧНОГО ПОСЕВА  
ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР**

Яцух О.В., Бойко О.В.

*Аннотація*

**В работе проанализированы качественные показатели работы сеялки прямого посева и обосновано модернизацию высевного аппарата. Приведен его чертеж и описан принцип действия.**

**MODERNIZATION OF SEYALKI OF DIRECT EXACT SOWING  
OF THE CULTIVATED CULTURES**

O. Yatsukh, O. Boyko

*Summary*

**The high-quality indexes of work of seyalki of the direct sowing are in-process analysed and modernization of sowing vehicle is grounded. His draft is resulted and principle of action is described.**

УДК 631.37

## ВПЛИВ ЛУЩЕННЯ МІЖВАЛКОВОГО ПРОСТОРУ НА ДИНАМІКУ ЗМІНИ ВОЛОГОСТІ ҐРУНТУ

Назін А.Є., інж.\*,

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 44-03-46

**Анотація** – приведено результати досліджень впливу лушення стерні під час роботи жниварно – лущильного агрегату на динаміку зміни вологості ґрунту у міжвалковому просторі

**Ключові слова** – жниварка, жниварно - лущильний агрегат, стерня, міжвалковий простір, вологість, ґрунт

*Постановка проблеми.* Технологічний регламент на вирощування зернових колосових культур після підбирання і обмолоту їх валків передбачає здійснення такої важливої операції, як лушення стерні. Даний агротехнічний прийом, як відомо, полягає в поверхневому мілкому розпушенні ґрунту з частковим його обертанням та підрізанням бур'янів.

За даними В.Р.Вільямса створюваний при лушенні агротехнічний фон суттєво покращує структурність ґрунту [1]. Особливо на вирощуванні зернобобових. Так, дослідженнями виявлено, що лушення стерні зібраної культури (гороху) покращує структурність ґрунту на 10...16%. Без проведення цієї операції структурність агрофону, навпаки, зменшилась на 5...32% [2]. Причому, на більшій глибині обробленого ґрунту втрати його структурності більші.

У створеному після лушення стерні шарі ґрунту виникають умови для проростання насіння бур'янів, сходи яких знищуються при виконанні наступної ґрунтообробної операції. Є бур'яни, які стеляться так низько, що не можуть бути пошкоджені апаратом різання валкової жниварки. Тому, якщо своєчасно не зробити лушення стерні, то ці рослини засіють ґрунт своїм насінням. Крім того, при лушенні механічно знищується значна кількість комах-шкідників, їх яйця, личинки, гусінь тощо.

І, нарешті, ще один важливий фактор. Вченими встановлено, що оптимально щільний внизу і розпушений шляхом лушення зверху

---

\* Науковий керівник – к.т.н., доц. Скляр О.Г.

© інженер Назін А.Є.

грунт здатний накопичувати і утримувати вологу не гірше, ніж глибоко розпушений [1, 2]. За даними багаторічних досліджень 1 га агротехнічного фону у вигляді необробленої стерні щорічно втрачає від 40 до 100 т води [3]. Додатково висушують грунт і бур'яни, які ростуть після збирання зернових колосових культур. В цій же роботі підкреслюється дуже цікавий факт: в тих місцях, де лежали валки, біологічна врожайність наступної культури (озимої пшениці) виявилась більшою в 1,3...3 рази, ніж на незлущених міжвалкових ділянках. І далі, затримка луцення стерні на 1...2 дні обумовлює втрати вологи на 2...4%. Компенсувати це може лише випадання опадів на рівні 4...7 мм. Та й взагалі, оскільки при роздільному збиранні хлібів їх скошування відбувається на 3...5 днів раніше, ніж при прямому комбайнуванні, то після підбирання валків луцення стерні, із-за втрати вологи, може бути малоефективним. В усякому разі, якщо його і здійснювати, то не пізніше 3-х годин після підбирання валків [4].

Із вищевикладеного випливає, що луцення стерні слід здійснювати одночасно зі скошуванням зернових колосових та зернобобових культур у валки. Як показують дослідження, поєднання цих операцій в умовах лісостепу України дозволяє на 1 га економити від 50 до 100 т вологи за добу ( $5...10 \text{ кг/м}^2$ ) [5]. Поряд з поліпшенням структури ґрунту отримуємо агротехнічний захід для ефективної боротьби з бур'янами.

Технічна реалізація поєднання вказаних вище операцій можлива агрегатами, технологічна частина яких має складатися зі жнивarki та луцильника [6].

*Методика.* Дослідження впливу подрібнення стерні сільськогосподарської культури у міжвалковому просторі та швидкості руху жниварно - луцильного агрегату на динаміку зміни вологості ґрунту здійснювали шляхом вимірювання цього показника в шарі 0...15 см кожного третього дня. Спостереження вели на двох ділянках: злущеній і не злущеній. Повторність узяття проб ґрунту ( $n$ ) визначали з використанням  $t$ -критерію Стьюдента:

$$n = \frac{(t \cdot V)^2}{\Delta^2} \quad (1)$$

де  $V$  – коефіцієнт варіації вимірюваного параметру (в даному випадку – вологості ґрунту).

$\Delta$  – показник точності вимірюваного параметру.

Перед проведенням досліджень апріорі приймали, що зміна вологості ґрунту - це випадковий стаціонарний і ергодичний процес. Для нього при довірчій ймовірності 95% критерій Стьюдента  $t = 1,96$ .

Як встановлено практикою, для більшості технічних задач достатньо точності вимірювання того чи іншого параметру на рівні 10% [7]. З урахуванням цього в розрахунках приймали  $\Delta = 0,1$ .

Для встановлення коефіцієнта варіації  $V$  провели і з допомогою відповідного математичного апарату обробили дані 30 вимірювань вологості ґрунту. В результаті встановили, що цей показник не перевищує 10%, тобто  $V = 0,1$ .

Після підставлення значин  $t$ ,  $V$  і  $\Delta$  у вираз (1), отримали

$$n = \frac{(1,96 \cdot 0,1)^2}{0,1^2} = 3,84$$

А це дало змогу визначити, що вимірювання вологості ґрунту під час польових досліджень повинно проводитися з чотирикратною повторністю.

На тій ділянці, де здійснювалося подрібнення (лущення) стерні с.-г. культури, дослідний агрегат рухався на двох передачах, одна із яких дозволяла реалізувати максимально можливий швидкісний режим. Саме варіацією швидкості руху передбачалося змінювати глибину обробітку ґрунту дисковою бороною аби в подальшому визначити вплив цього параметру на динаміку вологості ґрунтового середовища. На порівняльній ділянці подрібнення ґрунту у між валковому просторі не здійснювалося.

*Основна частина.* Під час виконання технологічного процесу на контрольній ділянці дослідний агрегат рухався на двох швидкостях: 1,80 і 2,45 м/с. Більш швидкісний режим переміщення жниварно – луцильного МТА характеризується більш ретельнішим подрібнення стерні, що відповідним чином відбилось на динаміці зміни вологи в ґрунті (рис.1).



Рис. 1. Фон міжвалкового простору після проходу жниварно - луцильного агрегату зі швидкістю 1,80 м/с (а) і 2,45 м/с (б).

Спостереження за цим процесом проводили на протязі місяця з 15 червня по 15 липня 2009 р. в приватному підприємстві «Єськова»

(Запорізька обл., Мелітопольський р-н, с. Зарічне). Характеристика агрофону представлена в табл.1.

Таблиця 4.1

## Характеристика агротехнічного фону

Показник	Значина
Вологість ґрунту (%) в шарі: 0...5 см	14,2
5...10 см	22,4
10...15 см	26,6
Щільність ґрунту в шарі 0...15 см, г/см <sup>3</sup>	1,26
Урожайність пшениці, ц/га	30,8
Густота рослин, шт/м <sup>2</sup>	382
Середня значина висоти рослин, м	0,68
Вага 1000 шт. насінин, г	44
Відношення ваги зерна до ваги соломи	1:1,4
Втрати зерна від самоосипання, %	0,1
Забур'яненість посівів, г/м <sup>2</sup>	16,8

В результаті було виявлено, що з плином часу на усіх трьох дослідних ділянках вологість ґрунту поступово зменшується. Водночас, динаміка цих процесів різна. Найбільш інтенсивно волога зменшується на необробленому (незлуценому) фоні (рис.2, крива 3).

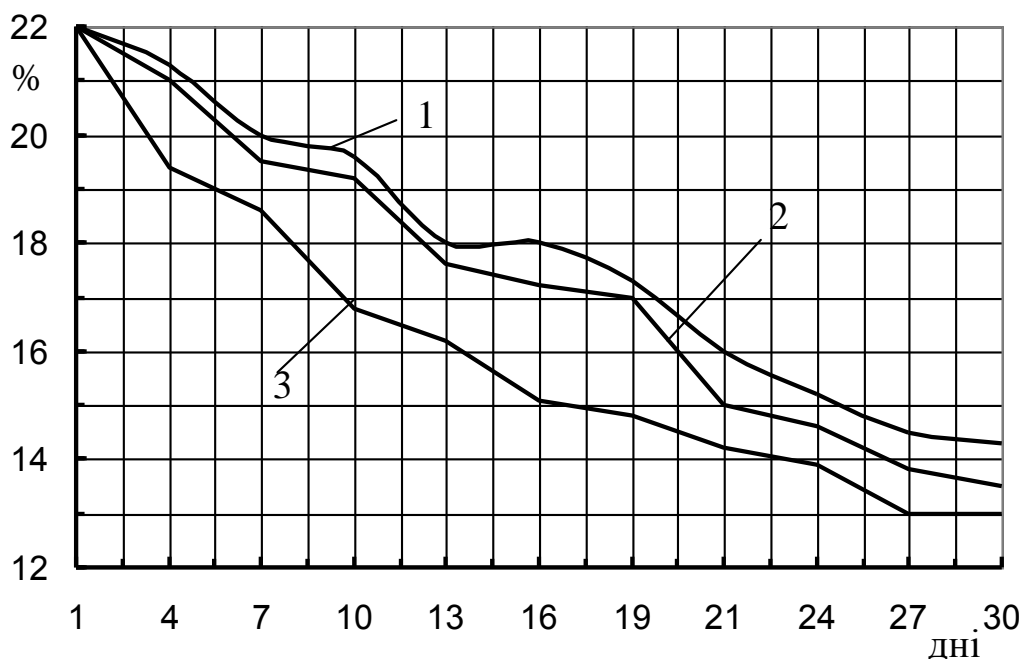


Рис. 2. Динаміки зміни вологості ґрунту на злуценой (1,2) і необробленій ділянках (3): 1 – 2,4 м/с; 2 – 1,8 м/с.

На подрібнених фонах вологість ґрунту падає менш інтенсивно, що однозначно вказує на користь луцення між валкового простору одночасно зі косінням зернових колосових культур у валки.

Як уже підкреслювалося, при більшій швидкості руху жниварно - луцильного агрегату стерня збираємої культури разом із ґрунтом подрібнюється більш інтенсивно (див. рис.1). За рахунок цього вологість агрофону на тій ділянці, де збиральний агрегат рухався швидше, залишається постійно вищою, ніж там, де МТА переміщався повільніше. Різниця значин цього показника в абсолютному вимірюванні сягає 1% (див. рис.3, криві 1 і 2).

Крім цього виявлено ще одну цікаву обставину. Різниця між вологістю ґрунту в оброблених і необробленій смугах в умовах досліду була відчутною (до 3% у абсолютних значинах) на протязі приблизно трьох тижнів. У більш пізні строки вона залишалась практично постійною.

Практично це означає, що здійснення основного обробітку ґрунту не пізніше певного строку після збирання сільськогосподарських культур з луценням між валкового простору ( в даному випадку – це 21 день), характеризуватиметься меншими витратами енергії.

*Висновки.* На подрібненому фоні у перші 3 тижні вологість ґрунту падає менш інтенсивно, що однозначно вказує на користь луцення між валкового простору одночасно зі косінням зернових колосових культур у валки.

При більшій швидкості руху жниварно - луцильного агрегату стерня збираємої культури разом із ґрунтом подрібнюється більш інтенсивно. За рахунок цього вологість агрофону на тій ділянці, де збиральний агрегат рухався швидше, залишається постійно вищою, ніж там, де МТА переміщався повільніше. Різниця значин цього показника в абсолютному вимірюванні сягає 1%.

### *Література*

1. *Вільямс В.Р.* Травопольная система земледелия / *В.Р.Вільямс.* – М.: Сельхозгиз, 1949.- 495 с.
2. *Хабибрахманов Х.Х.* Эффективность луцення стерни при безотвальной обработке почвы /*Х.Х.Хабибрахманов, М.М.Ильясов.* - Земледелие, 1991.- № 11.
3. *Мещеряков В., Корнилов Т.* Луцення стерни при раздельной уборке хлебов / *В.Мещеряков, Т.Корнилов.* - Земледелие, 1970. -№6.
4. *Різанов С.* Літньо-осінній обробіток ґрунту/*С.Різанов.*- Пропозиція,2006.- №7.

5. *Евтенко В.Г.* Изменение конструктивных схем и расширение сферы применения тракторов тягового класса 3 / *В.Г.Евтенко.* - Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1985. - №12.
6. *Назін А.Є.* Дослідження впливу швидкості руху жниварно - луцильного МТА на його керованість / *А.Є.Назін, В.Т.Надикто.* – Мелітополь: Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.-2008. – Вип.2. – т.6.- С.47-52
7. *Зайдель А.И.* Элементарные оценки ошибок измерения /*А.И.Зайдель.* – Л.: Наука, 1967. – 88 с.

## **ВЛИЯНИЕ ЛУЩЕНИЯ МЕЖВАЛКОВОГО ПРОСТРАНСТВА НА ДИНАМИКУ ИЗМЕНЕНИЯ ВЛАЖНОСТИ ПОЧВЫ**

Назин А.Е.

### ***Аннотация***

**Изложены результаты исследования влияния лущения стерни во время работы жатвенно – луцильного агрегата на динамику изменения влажности почвы в межвалковом пространстве**

## **INFLUENCE OF SHELLING SPACE BETWEEN SWATH ON DYNAMICS CHANGE HUMIDITY OF SOIL**

A.Nazin

### ***Summary***

**The results researches of influence shelling of stubble are resulted during work of reaping – stubble aggregate on the dynamics change of humidity of soil in swath space**

УДК 621.867.3

## АНАЛІЗ ДИНАМІКИ РУХУ СТРІЧКОВОГО КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА

Ловейкін В.С., д.т.н.,

Бортун В.А., інженер\*

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел. (044) 527-82-99

**Анотація** – розроблено математичну модель динаміки руху ківшового елеватора та досліджено вплив жорсткості приводного механізму на рухомі елементи стрічкового ківшового елеватора.

**Ключові слова** – динамічна модель, математична модель, жорсткість, ківшовий елеватор, норія.

*Постановка проблеми.* Робота стрічкових ківшових елеваторів, особливо під час неусталених процесів, характеризується наявністю динамічних навантажень, які виникають у результаті нерівномірного руху стрічки. Така нерівномірність пов'язана із зачерпуванням ковшами сипкого вантажу і його вивільненням при розвантаженні. Також в процесі пуску до цих навантажень додаються і динамічні навантаження від зростання швидкості барабанів і стрічки до моменту часу, коли система виходить на усталений рух. Звичайно, що такі навантаження негативно впливають як на елементи конструкції елеватора, так і на транспортований вантаж. Одним із способів зменшення динамічних навантажень у елеваторах є оптимізація режимів руху [1]. Отже, для оптимізації режиму пуску ківшового елеватора необхідно розробити математичну модель, яка дозволить дослідити пускові навантаження в приводі та тяговому органі, а також вплив жорсткості приводного механізму на такі навантаження.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Питанням динаміки та створення математичних моделей конвеєрів з безкінечним тяговим елементом і великою кількістю мас присвячені роботи [2-8]. У цих роботах розглянуто динаміку руху ланцюгових та стрічкових конвеєрів, вантажонесучими органами яких є скребок або сама стрічка відповідно, під час неусталених процесів (пуск), проте не досліджено як впливає жорсткість привода на рухомі елементи конвеєра під час пуску. Крім того, одні математичні моделі є доволі спрощеними, а інші не

---

\* Науковий керівник – д.т.н. Ловейкін В.С.,

© д.т.н. проф. Ловейкін В.С., інженер Бортун В.А.

можливо застосувати для вертикальних стрічкових ківшових елеваторів.

*Мета дослідження* полягає у розробці математичної моделі динаміки руху стрічкового ківшового елеватора та дослідженні впливу жорсткості привода на рухомі елементи норії.

*Виклад основного матеріалу.* Для розробки математичної моделі ківшовий елеватор представлено як механічну систему, у якій тяговий орган (стрічка) представлено у вигляді сукупності кінцевих пружних елементів. При розробці динамічної моделі вертикального ківшового елеватора використано такі припущення:

- ковші вважаються абсолютно твердими тілами і жорстко прикріпленими до стрічки, маси ковшів з вантажем на робочій гілці і маси ковшів на холостій, зведені до мас  $m_1, m_2$  відповідно;
- вага стрічки конвеєра порівну розподілена між масами  $m_1, m_2$ ;
- стрічка вважається абсолютно пружною і розділена між точками кріплення зведених мас  $m_1, m_2$  на окремі пружні елементи з коефіцієнтами жорсткості  $c_1, c_2$ ;
- вважаємо, що горизонтальні переміщення стрічки є незначними, тому їх не враховуємо;
- приводний механізм має пружні властивості, які визначаються коефіцієнтом жорсткості  $c_0$ ;
- корпуси електродвигуна, редуктора та осі приводного та натяжного барабанів закріплені абсолютно жорстко.

Динамічна модель з врахуванням прийнятих припущень показана на рис. 1. На схемі прийняті наступні позначення:  $J_0$  – зведений до осі обертання барабана момент інерції електродвигуна, редуктора, муфти;  $J_1$  – момент інерції приводного барабана;  $J_2$  – момент інерції натяжного барабана;  $M_p$  – зведений до осі обертання приводного барабана рушійний момент приводного механізму;  $M_o$  – зведений до осі обертання натяжного барабана момент сил опору переміщенню стрічки з ковшами та вантажем;  $m_1, m_2$  – зведені до тягового органа маси ковшів з вантажем і без вантажу відповідно та маса стрічки порівну розподілена між цими масами;  $c_1, c_2$  – коефіцієнти жорсткості стрічки на робочій та холостій гілках відповідно;  $R$  – радіус приводного і натяжного барабана;  $g$  – прискорення вільного падіння.

За узагальнені координати для математичного опису системи прийнято:

$\varphi_0$  – кутова координати повороту зведеної маси приводного механізму;

$\varphi_1, \varphi_2$  – кутові координати повороту приводного і натяжного барабанів відповідно;

$x_1, x_2$  – лінійні координати переміщення мас  $m_1, m_2$  відповідно.

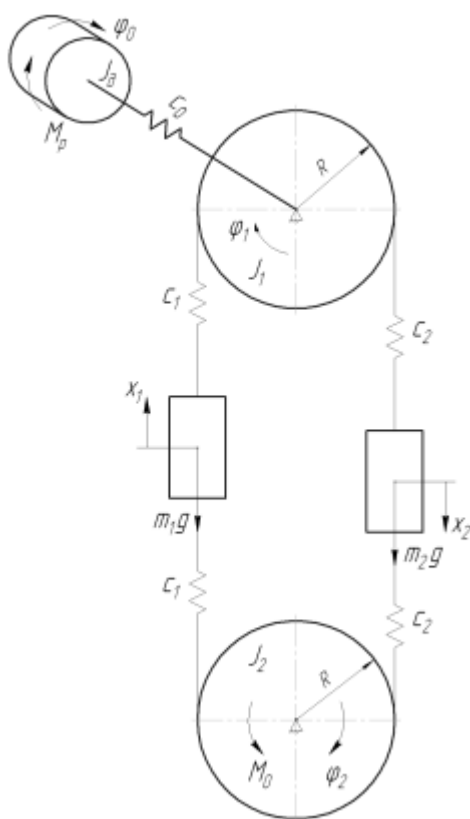


Рис. 1. Динамічна модель стрічкового ківшового елеватора.

Для такої динамічної моделі, за принципом д'Аламбера, складено диференціальні рівняння руху ківшового елеватора, які являють собою систему нелінійних неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку з постійними коефіцієнтами [9]:

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\varphi}_0 = M_p(\dot{\varphi}_0) - c_0(\varphi_0 - \varphi_1); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = c_0(\varphi_0 - \varphi_1) - c_1(\varphi_1 R - x_1)R + c_2(x_2 - \varphi_1 R)R; \\ m_1 \ddot{x}_1 = c_1(\varphi_1 R - x_1) - c_1(x_1 - \varphi_2 R) - m_1 g; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1(x_1 - \varphi_2 R)R - c_2(\varphi_2 R - x_2)R - M_o(\dot{\varphi}_2); \\ m_2 \ddot{x}_2 = c_2(\varphi_2 R - x_2) - c_2(x_2 - \varphi_1 R) + m_2 g. \end{cases} \quad (1)$$

Нелінійність системи викликана нелінійністю механічної характеристики приводного асинхронного двигуна, яка залежить від кутової швидкості приводного вала і визначається за допомогою рівняння Клосса [10]:

$$M_{\text{дв}} = \frac{2M_{\text{max}}}{\frac{s}{s_{\text{кр}}} + \frac{s_{\text{кр}}}{s}}, \quad (2)$$

де  $s$  – ковзання електродвигуна, яке визначається за формулою:

$$s = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{дв}}}{\omega_0}. \quad (3)$$

Тут  $\omega_0$ ,  $\omega_{\partial\delta}$  – відповідно кутова швидкість ідеального холостого ходу асинхронного двигуна та її поточне значення;  $M_{max}$  – максимальний момент на валу двигуна (береться з каталогу на електродвигуни);  $s_{кр}$  – критичне ковзання електродвигуна, яке відповідає максимальному моменту. Остаточний вираз для рушійного моменту, приведеного до приводного барабана, має вигляд:

$$M_p = \frac{2M_{max}}{\frac{1 - \omega \cdot u / \omega_0}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{1 - \omega \cdot u / \omega_0}} \cdot u \cdot \eta, \quad (4)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість приводного барабана;  $u$  – передаточне число приводного механізму від двигуна до барабана;  $\eta$  – к.к.д. приводного механізму.

Момент сил опору переміщенню стрічки з ковшами та вантажем визначається залежністю:

$$M_o(\varphi) = (m_e + m_k) \cdot g \cdot R \cdot S_1 - m_k \cdot g \cdot R \cdot S_2 + [m_z(\varphi) + m_k] \cdot g \cdot R - [m_p(\varphi) + m_k] \cdot g \cdot R + F_{oz}(\dot{\varphi}_2(t))R_1, \quad (5)$$

де  $R_1$  – відстань від осі повороту барабана до кромки ковша, яка занурюється в сипкий матеріал;  $m_e$ ,  $m_k$  – маси вантажу в ковші та ковша відповідно;  $S_1$ ,  $S_2$  – кількість відповідно завантажених і порожніх ковшів;  $F_{oz}(\dot{\varphi}_2(t))$  – сила опору зачерпуванню сипкого матеріалу, яка залежить від кутової швидкості натяжного барабана і згідно [7, 11] визначається залежністю:

$$F_{oz} = 1,1 \cdot m_{зв} \cdot (\dot{\varphi}_2(t))^2 \cdot R, \quad (6)$$

де  $m_{зв}$  – маса зони випирання, яка виникає перед ковшем при зачерпуванні вантажу.

У виразі (5) функції зміни маси вантажу в ковшах елеватора при завантаженні  $m_z$  та розвантаженні  $m_p$  сипкого матеріалу (зерна) можна апроксимувати наступними залежностями, які є функціями кута повороту натяжного барабана  $\varphi_2$  на ділянці завантаження та кута повороту приводного барабана  $\varphi_1$  при розвантаженні відповідно (приймаємо, що процеси завантаження і розвантаження відбуваються одночасно на ділянці рівній куту повороту приводного барабана  $\varphi_0$ ):

$$m_z(\varphi) = m_1 \cdot \left( 6 - 8 \frac{\varphi_2}{\varphi_0} + 3 \frac{\varphi_2^2}{\varphi_0^2} \right) \cdot \frac{\varphi_2^2}{\varphi_0^2}; \quad (7)$$

$$m_p(\varphi) = m_1 \cdot \left( 1 - 4 \frac{\varphi_1^3}{\varphi_0^3} + 3 \frac{\varphi_1^4}{\varphi_0^4} \right). \quad (8)$$

На основі системи диференціальних рівнянь (1) з урахуванням залежностей (4) – (8), в програмі *Mathematica 7.0*, виконано моделювання процесу пуску норії із завантаженою робочою гілкою при різній

жорсткості приводного механізму  $c_0$ . У якості прикладу прийнято стрічковий ківшовий елеватор типу – *Норія I – 7/3* ГОСТ 10190 – 70 з такими вихідними даними:  $J_0=0,835 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $J_1=1,16 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $J_2=1,16 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $m_1=25,4 \text{ кг}$ ,  $m_2=16,5 \text{ кг}$ ,  $R=0,2 \text{ м}$ ,  $c_0=750 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ ,  $c_1=c_2=50000 \text{ Н}/\text{м}$ ,  $M_{\max}=3,837 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $s_{\text{кр}}=0,4$ ,  $u=23,6$ ,  $\eta=0,9$ ,  $\omega_0=6,656 \text{ рад}/\text{с}$ ,  $S_1=11$ ,  $S_2=10$ ,  $m_6=0,7 \text{ кг}$ ,  $m_{\text{к}}=1,2 \text{ кг}$ ,  $m_{36}=2 \text{ кг}$ .

У результаті проведених розрахунків отримано графіки зміни швидкостей мас  $m_1$ ,  $m_2$  та кутових швидкостей приводного механізму, приводного і натяжного барабанів, які приведені на рисунках 2 – 6.

|| '0.t., рад .с

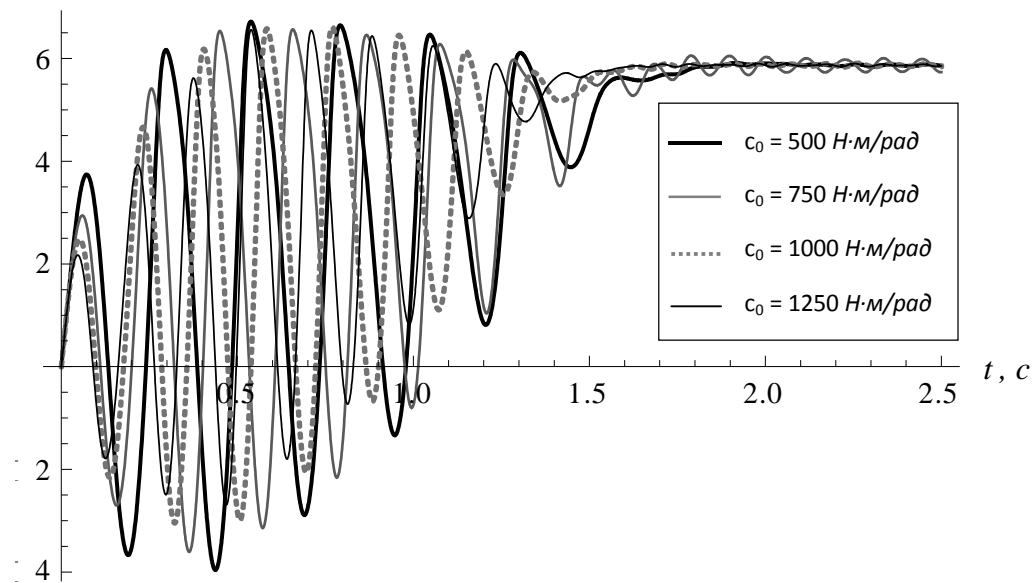


Рис. 2. Графік зміни кутової швидкості вихідного валу мотор-редуктора в часі при різних жорсткостях приводного механізму.

|| '1.t., рад .с

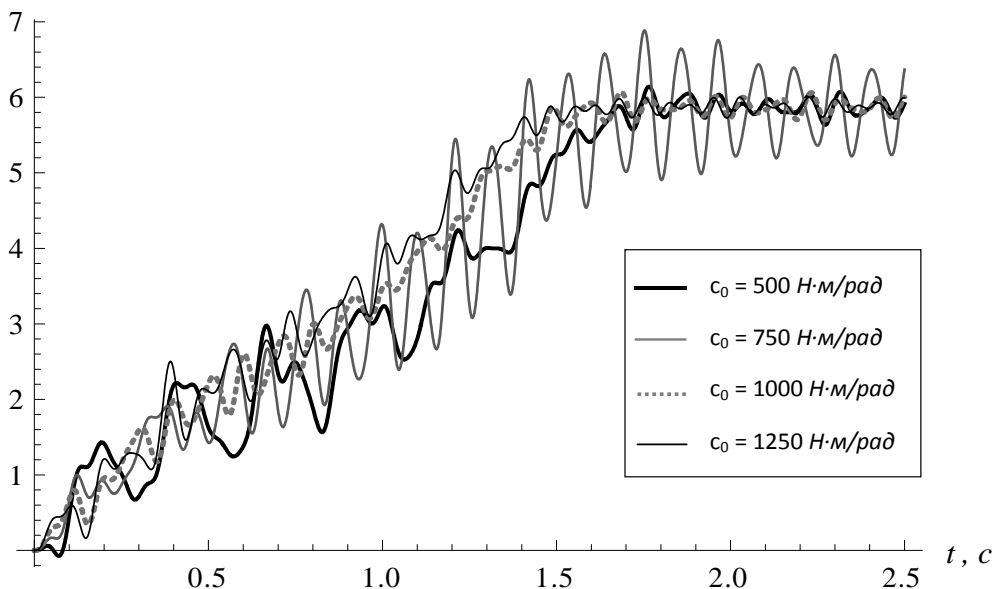


Рис. 3. Графік зміни кутової швидкості приводного барабана в часі при різних жорсткостях приводного механізму.

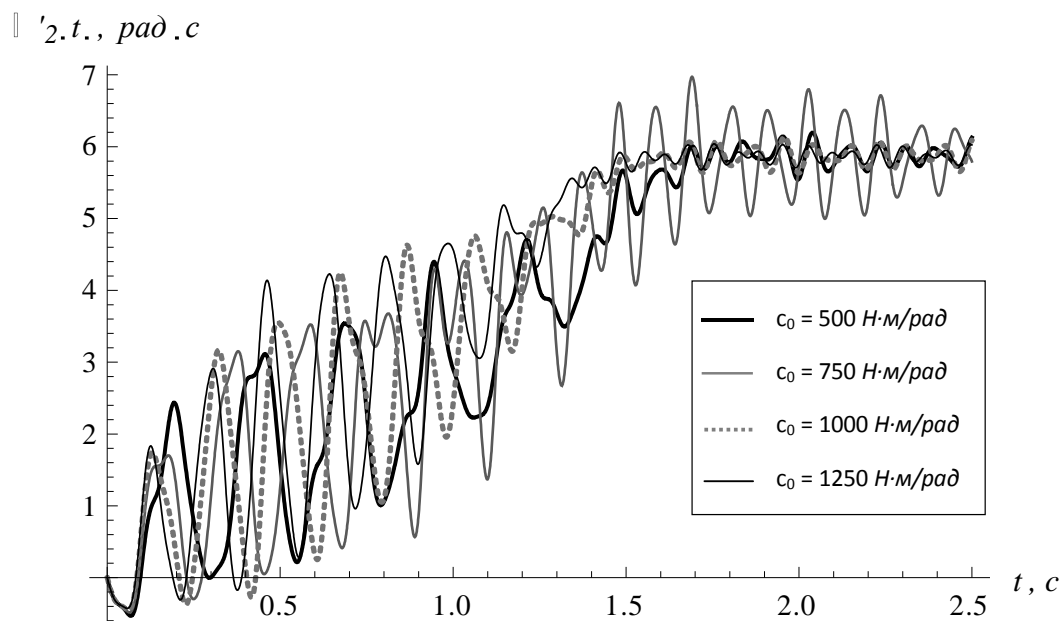


Рис. 4. Графік зміни кутової швидкості натяжного барабана в часі при різних жорсткостях приводного механізму.

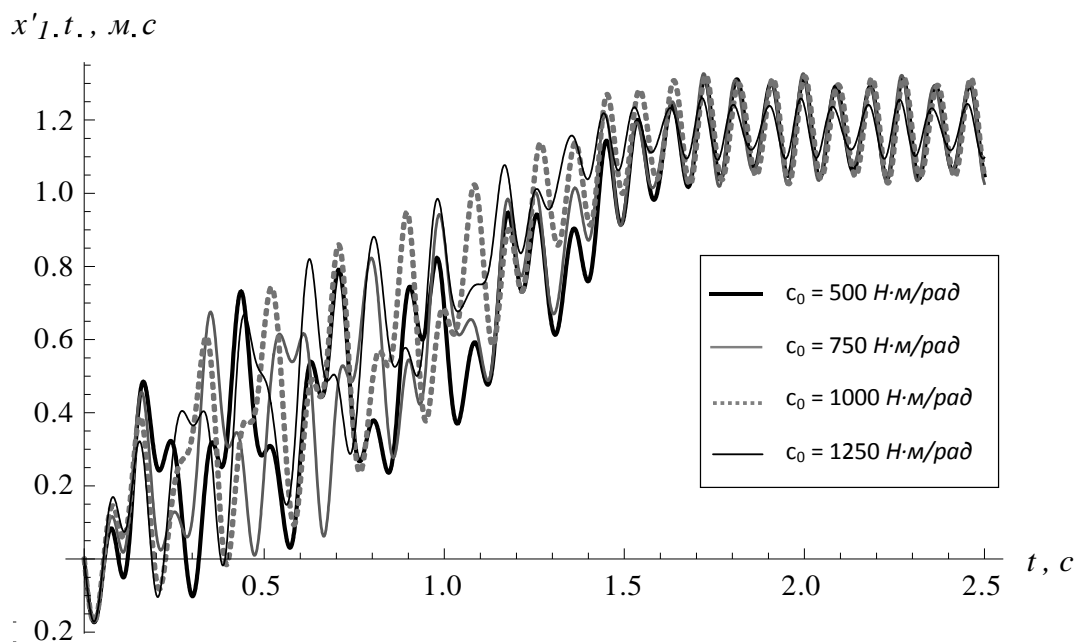


Рис. 5. Графік зміни швидкості першої маси в часі при різних жорсткостях приводного механізму.

З отриманих графічних залежностей видно, що на ділянці пуску ківшового елеватора мають місце коливальні процеси, які призводять до різкої зміни швидкості всіх рухомих елементів конвеєра як по величині, так і за напрямом дії. Найбільше це помітно на приводі, приводному і натяжному барабанах (внаслідок пружних властивостей стрічки) і стрічці. Такий характер пуску призводить до значних інерційних навантажень на рухомі елементи та можливого висипання частини транспортованого вантажу з ковшів, що знижує якість транспортування та продуктивність конвеєра.

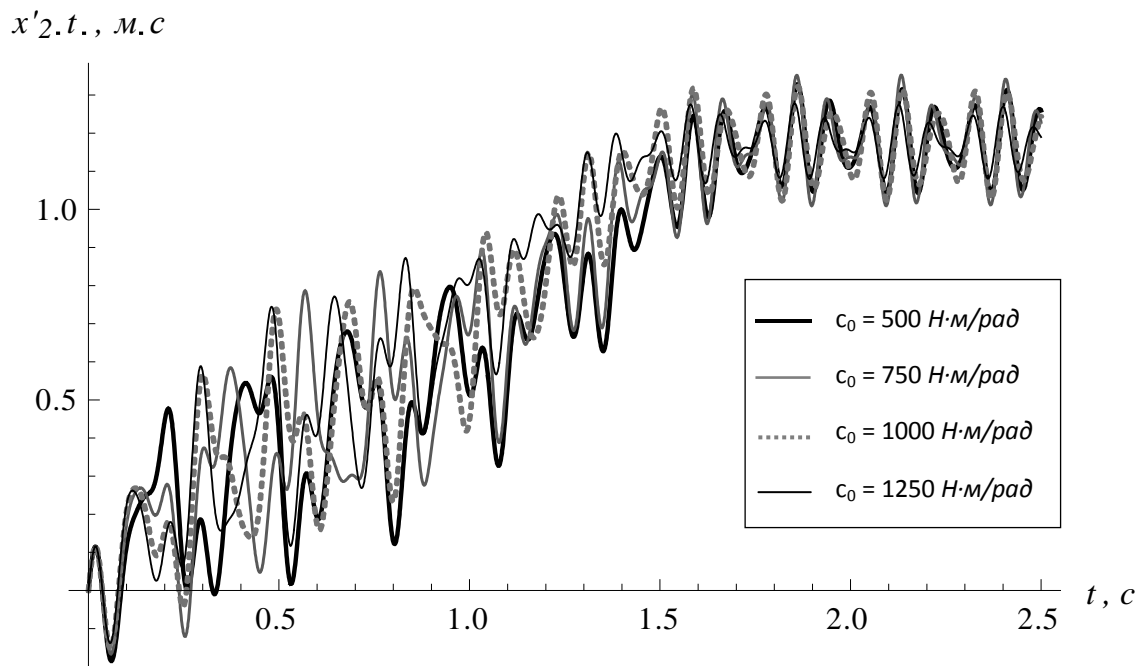


Рис. 6. Графік зміни швидкості другої маси в часі при різній жорсткості приводного механізму.

Проаналізувавши отримані графіки необхідно відмітити, що жорсткість приводного механізму значно впливає на коливні процеси під час пуску, наприклад, при жорсткості  $1250 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$  спостерігається швидше затухання коливних процесів на приводному механізмі і барабанах, ніж при інших жорсткостях. Проте при жорсткості  $750 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ , на відміну від жорсткості  $500 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ , спостерігається значна амплітуда коливань швидкості приводного та натяжного барабанів, що вказує на близькість власних і вимушених частот коливань системи. Тому при проектуванні таких елеваторів необхідно використовувати приводні механізми з коефіцієнтами жорсткості, які б не потрапляли у зону  $750 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ .

Жорсткість привода по різному впливає на сам привод, барабани і стрічку. Особливо це помітно на стрічці, оскільки вона є пружним елементом і має свою жорсткість, тому різниця між коливаннями спричиненими жорсткостями  $500 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ ,  $750 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$  і  $1000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$  є незначною, виключення становить жорсткість  $1250 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ , так як амплітуда коливань при такій жорсткості є найменшою.

**Висновки.** Розроблена математична модель динаміки руху стрічкового ківшового елеватора дозволяє проаналізувати режими руху як на ділянках перехідних процесів, так і на ділянці усталеного руху. З наведеного аналізу руху елеватора видно, що під час пуску мають місце значні коливні процеси, які є небажаними при роботі конвеєра, оскільки є причиною динамічних навантажень. Також, виходячи з аналізу залежностей (рис. 2 – 6), необхідно зауважити те, що жорст-

кість приводного механізму має значний вплив на коливальні процеси у системі і потребує детального обґрунтування, особливо при виборі типу привода ківшового елеватора, так як деякі жорсткості можуть значно збільшувати коливальні процеси, а разом і навантаження, порівняно із жорсткостями меншими за величиною. Разом з тим, необхідно відмітити, що жорсткість приводного механізму практично не впливає на коливання ковшів як на робочій, так і на холостій гілках конвеєра. Усунути ці коливання можна тільки за рахунок оптимізації режиму пуску ківшового елеватора.

#### *Література.*

1. *Ловейкін В.С.* Динамічна оптимізація підйомних машин / *В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров.* – Х.: ХНАДУ, 2002. – 291 с.
2. *Корнеев С.В.* Динамика забойных серебряковых конвейеров с гидравлическими натяжными устройствами // *С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова.* – Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета, вып. 28. – Алчевск: ДонГТУ. – 2009. – С. 44-51.
3. *Кондрахин В.П.* Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера // *Кондрахин В.П., Борисенко В.Ф., Мельник А.А. и др.* – Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 16, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132-140.
4. *Кондрахин В.П.* Моделирование пусковых режимов скребкового конвейера типа КСД // *Кондрахин В.П., Борисенко В.Ф., Мельник А.А. и др.* – Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 13, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132-140.
5. *Спиваковский А.О.* Теория ленточных конвейеров / *А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев.* – М., 1982. – 192 с.
6. *Хорольський І.М.* Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / *Хорольський І.М.* – Л.: Видво держ. ун-ту «Лвівська політехніка», 1999. – 194 с.
7. *Чугреев Л.И.* Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / *Чугреев Л.И.* – М.: Недра, 1976.- 256 с.
8. *Штокман И.Г.* Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров / *Штокман И.Г.* – М.: Углетехиздат, 1959. – 290 с.
9. *Ловейкін В.С.* Теорія технічних систем: навч. посібник. / *Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г.* – Київ-Полтава: ПДТУ, 1998. – 175 с.

10. *Чиликин М.Г.* Общий курс электропривода: учебник [для студентов вузов] / *М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер.* – [6-е изд., доп. и перераб.]. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
11. *Турчин В.С.* Обоснование конструктивно-режимных параметров элеваторов ковшового типа для транспортировки сыпучих материалов: Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01/ *Турчин Вячеслав Семёнович.* – Оренбург, 2005. – 187 с.

## **АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ЛЕНТОЧНОГО КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА**

Ловейкин В.С., Бортун В.А.

### *Аннотация*

**Разработана математическая модель динамики движения ковшового элеватора, а также исследовано влияние жесткости приводного механизма на движущиеся элементы ленточного ковшового элеватора.**

## **THE MOVEMENT DYNAMICS ANALYSIS OF THE BELT BUCKET ELEVATOR**

Loveykin V., Bortun V.

### *Summary*

**The movement dynamics mathematical model of the bucket elevator has been developed, and also the influence of the drive unit rigidity on movable elements of the bucket elevator has been investigated.**

УДК 631.171

## ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ПРИ ПРОКЛАДАННІ СЛІДІВ ПОСТІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ КОЛІЇ

Кувачов В.П., к.т.н.,

Кольцов М.П., к.с.-г.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел./факс (0619) 42-12-65; e-mail: kuvachoff@mail.ru

**Анотація** – в роботі запропонований новий спосіб забезпечення прямолінійності слідів постійній технологічній колії та оцінено його точність.

**Ключові слова** – колійна технологія землеробства, постійна технологічна колія, машинно-тракторний агрегат, керований рух.

*Постановка проблеми.* В Україні сьогодні встала проблема ущільнення ґрунту ходовими системами енергозасобів та машин в процесі вирощування сільськогосподарських культур [1]. Внаслідок чого факт перевитрати палива на виконанні сільськогосподарських технологічних операціях і недобору врожаїв науковцями очевидний [1].

Одним із напрямків зниження шкідливої ущільнюючої дії машинно-тракторних агрегатів (МТА) на ґрунт є керування рухом (або маршрутизація), що передбачає переміщення ходових систем по постійній технологічній колії (ПТК) [2]. Але ж, якість виконання сільськогосподарських робіт в колійній системі землеробства багато в чому визначена прямолінійністю слідів ПТК та сталістю руху по ній МТА.

В існуючих рекомендаціях з використання ПТК паралельність її слідів і прямолінійність руху МТА прийнято апріорі [3].

Зрозуміло, що прямолінійність руху МТА забезпечується видом технологічної операції, кваліфікацією водія та іншими факторами. Паралельність слідів ПТК можна забезпечити як маркерами, так і системами паралельного водіння агрегатів і автопілоти (GPS-навігація). Але маркерні механізми малоефективні для широкозахватних агрегатів, які рухаються по технологічній колії, а точність супутникових технологій GPS-навігації поки що не дозволяє ефективно їх використовувати саме при прокладанні ПТК на полі. До того ж, слід враховувати те, що ширина захвату кожного агрегату повинна відповідати прийнятому кроку колії:  $V = kC + b$ , де  $V$  – конструктивна ширина захвату агрегату;  $C$  – крок колії;  $k$  – коефіцієнт кратності, що визначає

кількість кроків колії в одній ширині захвату агрегату;  $b$  - величина перекриття суміжних проходів. Необхідною умовою є  $B > C$ , що спрямовано на виключення огріхів. З цієї ж умови коефіцієнт кратності не повинен бути менше 1.

*Аналіз останніх досліджень.* З метою вивчення ефективності керованого руху МТА у дослідному господарстві Південного філіалу ІМЕСГ (сmt. Якимівка, Запорізької обл.) були проведені спеціальні експериментальні дослідження щодо вивчення прямолінійності колії та коливання її кроку на вирощуванні ячменю [4]. Аналіз отриманих результатів показує, що найбільш високочастотний спектр коливань траєкторії сліду колеса трактора спостерігався при закладанні ПТК під час боронування зябу (агрегат - Т-151К, СГ-21, 19БЗТС-1,0). Максимум спектральної щільності параметра оцінювання припав на частоту  $0,13 \text{ м}^{-1}$ , а основний спектр його дисперсії знаходився в діапазоні частот  $0 \dots 0,27 \text{ м}^{-1}$ .

Процес виконання наступних операцій характеризувався постійним зрушенням спектру частот коливання ПТК, з переміщенням максимуму спектральної щільності від  $0,075 \text{ м}^{-1}$  на внесенні добрив – ЮМЗ-6, 1РМГ-4 (ширина спектру  $0 \dots 0,17 \text{ м}^{-1}$ ) до  $0,035 \text{ м}^{-1}$  на культивуванні – Т-151К, КШУ-12 (ширина спектру  $0 \dots 0,15 \text{ м}^{-1}$ ) і прикочуванні (Т-151К, СГ-21, ЗККШ-6). З цього слідує, що кожний наступний агрегат, фільтруючи коливання попередньо прокладеного сліду, спрямляє траєкторію останнього, роблячи її більш прямолінійною.

Щодо енергії коливань даного параметра, то найбільшою вона була при боронуванні зябу - дисперсія склала  $165,8 \text{ см}^2$ . Під час розкидання добрив спостерігається суттєве (на рівні значущості  $0,05$ ) зменшення дисперсії до  $127,0 \text{ см}^2$ . Найменше значення дисперсії коливань ПТК спостерігається при культивуванні зябу і прикочуванні –  $74,7$  і  $27,0 \text{ см}^2$  відповідно. Порівняно з двома попередніми операціями приведені значення відрізняються суттєво, а їх відмінність між собою на рівні значущості  $0,05$  носить випадковий характер.

Швидкість руху боронувального агрегату і внесення добрив на рівні  $2,2 \dots 2,3 \text{ м/с}$  була більша ніж для культиваторного та прикочуючого -  $1,9 \text{ м/с}$ . Зниження швидкості руху останніх агрегатів пояснювалося необхідністю відстежувати слід колеса трактора, зовнішня кромка якого була не дуже чітка.

Колівання відстані між сусідніми проходами агрегатів було незначним. Наприклад, при боронуванні і культивуванні середньоквадратичне відхилення кроку колії склало  $7 \text{ см}$ , внесенні добрив -  $11 \text{ см}$ , прикочуванні -  $9,9 \text{ см}$ , що свідчить про достатність перекриття  $0,3 \text{ м}$  (два міжряддя при посіві) суміжних проходів агрегатів.

За результатами досліджень [4] науковці з ПФ ІМЕСГ ставили подальшу наукову задачу, яка полягала в оснащенні агрегатів додатко-

вим пристроєм для маркірування сліду правого колеса, що полегшує водіння агрегату і дозволяє підвищити робочу швидкість.

Лабораторно-польові дослідження МТА для здійснення суцільної культивуації зябу і сівби просапної культури по слідах ПТК були проведені професором Надикто В.Т. спеціально розробленим агрегатом на базі трактора ХТЗ-120/160 [5]. Який складався із культиватора КРН-5,6, у якого на всіх секціях, крім третьої, четвертої, шостої і сьомої, замість односторонніх встановлювали універсальні стрілчасті лапи. На четвертій і сьомій секціях культиватора справа (якщо дивитися ззаду знаряддя), а на третій і шостій - зліва, з метою запобігання заготання слідів ПТК залишали відповідні односторонні лапи.

Результати досліджень показали [5], що основний спектр коливань дисперсій траєкторій слідів та кроку ПТК знаходився в діапазоні частот  $0...0,4 \text{ м}^{-1}$ , що при швидкості руху МТА  $7 \text{ км/год}$  становить  $0...1,94 \text{ с}^{-1}$  або  $0...0,3 \text{ Гц}$ . По прокладеним доріжкам рух агрегату для суцільної культивуації зябу не змінив середню значину ширини сліду ПТК. А дисперсія, навпаки, зросла більше, ніж в три рази, хоча спектр її коливань став значно вузьким:  $0...0,4 \text{ м}^{-1}$  замість  $0...1,05 \text{ м}^{-1}$ . Далі здійснювали сівбу соняшнику МТА у складі трактора МТЗ-80 та сівалки СУПН-6, який рухався по слідах ПТК без маркерів. Коливання траєкторій рядків соняшнику оцінювали після появи його сходів. Встановлено, що основна доля дисперсії цього процесу зосереджена приблизно в тому ж діапазоні частот ( $0...0,35 \text{ м}^{-1}$ ), що і дисперсія коливань сліду ПТК ( $0...0,4 \text{ м}^{-1}$ ). Проте, якщо в першому випадку значина цього показника дорівнює  $41,25 \text{ см}^2$ , то в другому –  $110,79 \text{ см}^2$ . Більш ніж подвійне зменшення дисперсії коливань траєкторій рядків у порівнянні з коливаннями ПТК можна апіорі пояснити спробою (і здатністю) механізатора спрямляти траєкторію руху посівного агрегату при візуальному відслідковуванні ним слідів ПТК.

За результатами досліджень проф. Надикто В.Т. наголошено на необхідності реєстрації номера ПТК на полі. Для втілення чого рекомендується використовувати ротаційні пристрої, вимірювальним елементом яких у переважній більшості виступає колесо агрегату (трактора або машини), а реєструючим – лічильник обертів, сигнал від якого поступає на відповідну обробку в бортовий комп'ютер МТА.

*Формування цілей статті.* В даній статті запропоновано спосіб забезпечення прямолінійності слідів ПТК при їх прокладанні.

*Основна частина.* Поставлена задача вирішується тим, що прямолінійність слідів ПТК в процесі руху МТА, особливо при її прокладанні, забезпечується за рахунок відслідкування величини кроку ПТК відносно двох маяків, розташованих паралельно руху агрегату, яка порівнюється із заданою (рис.1).

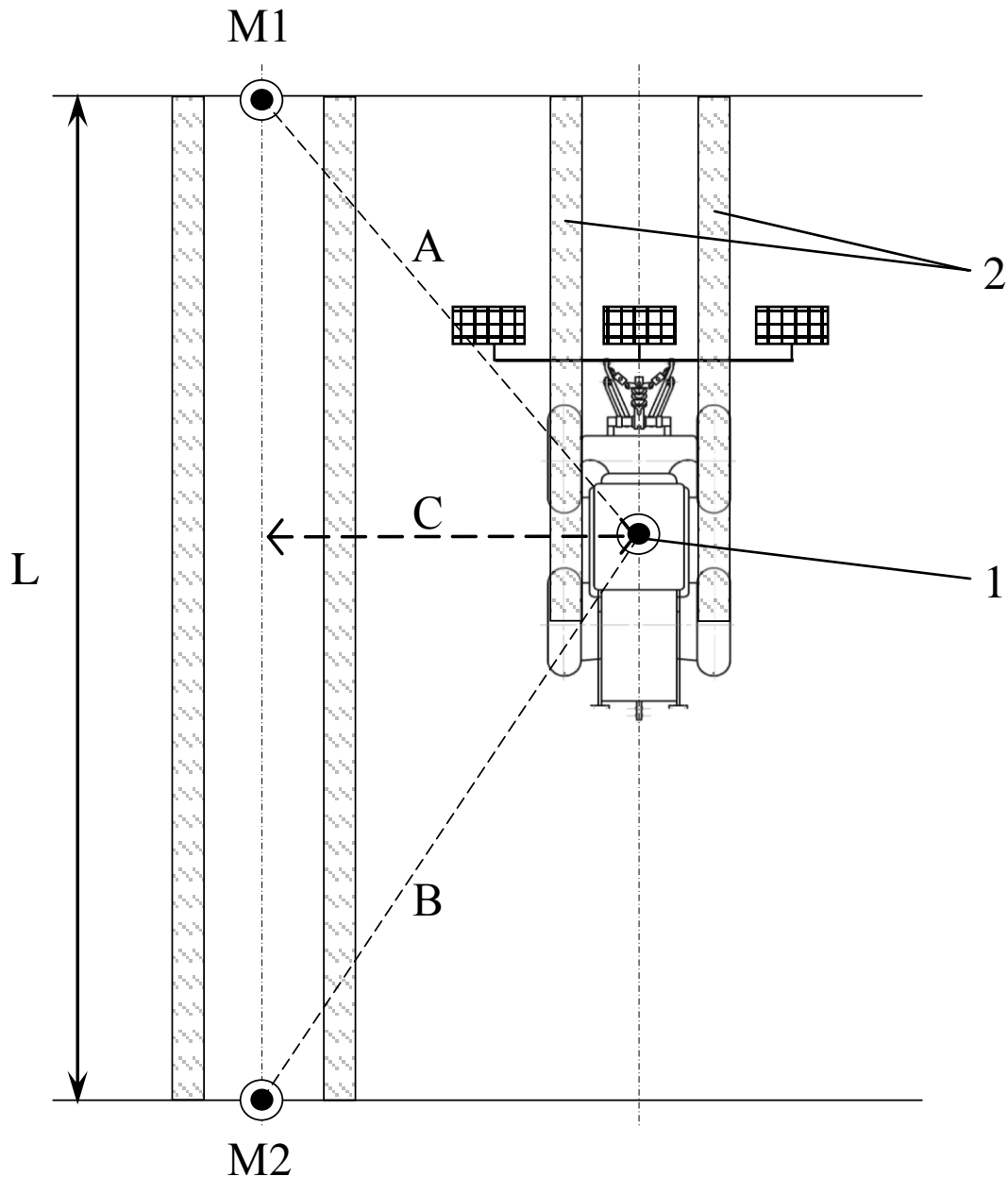


Рис.1. Схема прокладання та забезпечення прямолінійності слідів ПТК МТА: 1 – МТА; 2 - сліди ПТК - з кроком С; М1 і М2 - два маяки, розташованих на відстані L один від одного паралельно руху МТА.

Під час виконання сільськогосподарської технологічної операції в процесі робочого руху МТА формує сліди ПТК. Кожне положення агрегату в процесі руху віддаляє його від маяка М1 на величину А і від М2 - на В. Для забезпечення прямолінійності слідів ПТК визначається величина її кроку С відносно двох маяків за рівнянням:

$$\tilde{N} = \sqrt{\hat{A}^2 - \frac{(\hat{A}^2 + L^2 - \hat{A}^2)^2}{4L^2}} \quad (1)$$

Отримана величина порівнюється із заданим кроком.

Водій енергозасобу в процесі руху володіє інформацією про відхилення в більшу або меншу сторону траєкторії руху за рахунок порівняння визначеної величини кроку  $C$  технологічної колії із заданою і коректує напрям транспортного руху агрегату.

Така умова автономного орієнтування МТА по сигналам маяків, розташованих паралельно його руху, забезпечує прямолінійність слідів ПТК при їх прокладанні під час виконання технологічної операції. Що дозволяє якісно виконувати сільськогосподарські технологічні операції з найменшими експлуатаційними витратами.

Обґрунтуємо вимоги до точності запропонованого способу. Тобто, яка повинна бути абсолютна похибка ( $\Delta$ ) вимірювань відстаней  $A$  і  $B$  для заданої точності відхилення  $\delta C$ . З класичної теорії математичної статистики відомо, що кількісне значення погрішності непрямої досліджуваної величини складається із похибок величин, які її визначають, а також залежить від виду функціонального їх зв'язку і виражається як:

$$\delta \tilde{N} = \sqrt{\left(\frac{\partial \tilde{N}}{\partial \dot{A}} \Delta \dot{A}\right)^2 + \left(\frac{\partial \tilde{N}}{\partial \dot{B}} \Delta \dot{B}\right)^2}. \quad (2)$$

Зрозуміло, що  $\Delta A$  повинно дорівнювати  $\Delta B$ , тоді після перетворення та розв'язання рівняння (2) отримаємо

$$\Delta \dot{A} = \frac{\delta \tilde{N}}{\sqrt{\left(\frac{\dot{A} \left(2 - \frac{\dot{A}^2 + L^2 - B^2}{L^2}\right)}{2\sqrt{A^2 - \frac{(A^2 + L^2 - B^2)^2}{4L^2}}}\right)^2 + \left(\frac{B \left(\frac{\dot{A}^2 + L^2 - B^2}{L^2}\right)}{2\sqrt{A^2 - \frac{(A^2 + L^2 - B^2)^2}{4L^2}}}\right)^2}}. \quad (3)$$

Результат математичних обчислень по (3) показав (рис.2), що підвищення вимог до точності кроку слідів постійної технологічної колії при її прокладанні прямопропорційно підвищує точність до виміру відстаней до маяків  $M1$  і  $M2$  відносно положення трактора (див рис.1). Із збільшенням відстаней вимірювання до маяків від 100 до 1000 м допустима абсолютна погрішність збільшується на 15%. Її ж величина для похибки кроку колії до 0,1 м становить відповідно 0,08 і 0,095 м.

**Висновки.** При формуванні ПТК на полі орієнтування руху МТА по штатним маркерним механізмам призводить до коливань нерівності слідів колії із середньоквадратичним відхиленням  $\pm (5 \dots 13)$  см. Основний спектр дисперсій коливань траєкторій слідів та кроку ПТК знаходиться в діапазоні частот  $0 \dots 0,4 \text{ м}^{-1}$ , що при швидкості руху МТА 7 км/год становить  $0 \dots 1,94 \text{ с}^{-1}$  або  $0 \dots 0,3 \text{ Гц}$ . З кожним новим кроком характеристики процесу слід очікувати ще гіршими відносно першої

прокладеної колії на полі. Що не є задовільним результатом для технологій вирощування сільськогосподарських культур із застосуванням ПТК, яка може використовуватися як самостійно, так і в системі точного землеробства.

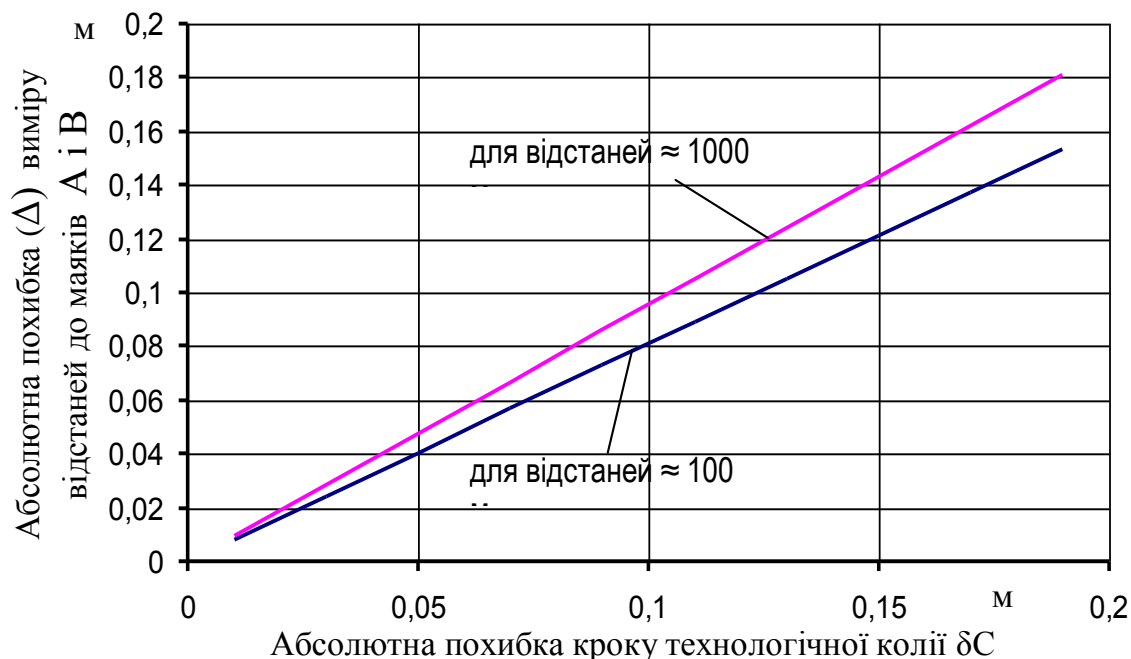


Рис. 2. Залежності точності кроку слідів постійної технологічної колії при її прокладанні від погрішності виміру відстаней до маяків М1 і М2 відносно положення трактора (по рис. 1).

Коливання траєкторії руху МТА по слідах ПТК носить аналогічний характер. Характеристики цього процесу визначені здатністю механізатора відстежувати слід колеса трактора та необхідністю спрямляти траєкторію руху агрегату при візуальному відслідковуванні ним слідів колії.

Забезпечити прямолінійність слідів ПТК можна за рахунок відслідковування величини її кроку відносно двох маяків, розташованих паралельно руху МТА, яка порівнюється із заданою. Це забезпечить задовільну сталість руху агрегату по заданим траєкторіям, навіть, в умовах незадовільної видимості на виконанні сільськогосподарських технологічних операцій.

*Література.*

1. Кушнар'ов А. Методологические предпосылки выбора способа обработки почвы / Кушнар'ов А., Погорелый В. // Техніка в АПК. - 2008. – №1. – С. 17-21.
2. Надикто В.Т. Колійна та мостова системи землеробства. Монографія / В.Т. Надикто, В.О. Улексін. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. – 270 с.
3. Кутьков Г.М. Качество отслеживания постоянной технологической колеи при культивации зяби / Г.М.Кутьков, В.Д. Черепухин, В.Т. Надикто //Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1992. - N2.
4. Надикто В.Т. Дослідження керованого руху МТА під час вирощування ячменю / Надикто В.Т., Левчук П.Л. // Механізація і електрифікація сільського господарства. – 1995. - Вип. 81.
5. Надикто В.Т. Дослідження руху МТА для суцільної культивації зябу та сівби по слідах постійної технологічної колії / Надикто В.Т., Аюбов А.М. Збірник наукових праць НАУ. – 2006. - Вип. 101.

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ ПРИ ПРОКЛАДЫВАНИИ  
СЛЕДОВ ПОСТОЯННОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ КОЛЕИ**

Кувачев В.П., Кольцов Н.М.,

*Аннотация*

**В работе представлен новый способ обеспечения прямолинейности следов постоянной технологической колеи.**

**ENSURING HIGH ACCURACY FOR LAYING SHOULD  
CONSTANTLY TECHNOLOGICAL TRACK**

V. Kuvachov, M. Kol'tsov.

*Summary*

**The work presents a new way to provide chenny-straightness should constantly gauge technology and eye-ited accuracy.**

УДК 631.33:631.51:633.3

## ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ УНІВЕРСАЛЬНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ ПОСІВУ, ПОДРІБНЕННЯ І ЗАКЛАДКИ СИДЕРАТИВ

Баєв І. В., к.т.н.,  
Рижов О.В., інженер,  
Санін Г.А. інженер.  
Південний НДЦ ННЦ «ІМЕСГ»  
Тел. 42-40-81

**Анотація** - обґрунтований процес висіву і загортання технологічного матеріалу і визначені оптимальні значення параметрів встановлення дискових батарей в універсальному агрегаті для посіву, подрібнення і закладки сидератів у ґрунт.

**Ключові слова** – універсальний агрегат, посів, подрібнення, закладка, сидерати, дискові батареї, ґрунт, глибина ходу, поперечний зсув

*Постановка проблеми.* Головним недоліком існуючих засобів механізації є те, що для посіву, подрібнення і закладки сидератів використовуються окремі машини, тобто потрібно не менше чотирьох окремих машин: сівалки прямого посіву, подрібнювача рослинної маси, важкої дискової борони і котків. В разі відсутності сівалки прямого посіву ще додається культиватор для передпосівного обробітку ґрунту. Таким чином, всього потрібно буде виконати не менше шести проходів агрегатів по полю.

*Аналіз останніх досліджень.* Нами розроблений універсальний агрегат, здатний виконувати всі названі операції за два проходи, і підвищити рівномірність подрібнення і розподілу подрібненої маси по поверхні поля (рис. 1) [1]. На трьох ланковій рамі агрегату, що спирається спереду на два само встановлюючі колеса, а ззаду на спарені колеса, попереду ешелоновано встановлені два барабанно-ножових ротора, за якими окремо встановлені дві дискові батареї від борони БДС-3,5, а в кінці – батарея кільчасто-шпорових котків від агрегату РВК-3,6. Згори на рамі встановлений подвійний бункер з висівними апаратами від сівалки СЗПП-3,6. Привід висівних апаратів здійснюється від валів барабанно-ножових роторів через дві трьох контурні ланцюгові передачі з проміжними опорами і редуктори від сівалки ССТ-12. Як в сівалці-луцильнику 26 насіннепроводи спрямовані до дисків передньої батареї і 26 – до дисків задньої батареї. Особливість

агрегату в тому, що передня і задня дискові батареї можуть незалежно встановлюватися на різну глибину ходу, а задня батарея може пересуватися в поперечному напрямку відносно передньої батареї. Параметри барабанно-ножового ротора обґрунтовані в роботі [2]. Але параметри лаштування дискових батарей для різних варіантів висіву крупного (горох) і дрібного (гірчиця, рапс, олійна редька), а також гранульованих мінеральних добрив потребують окремого обґрунтування.

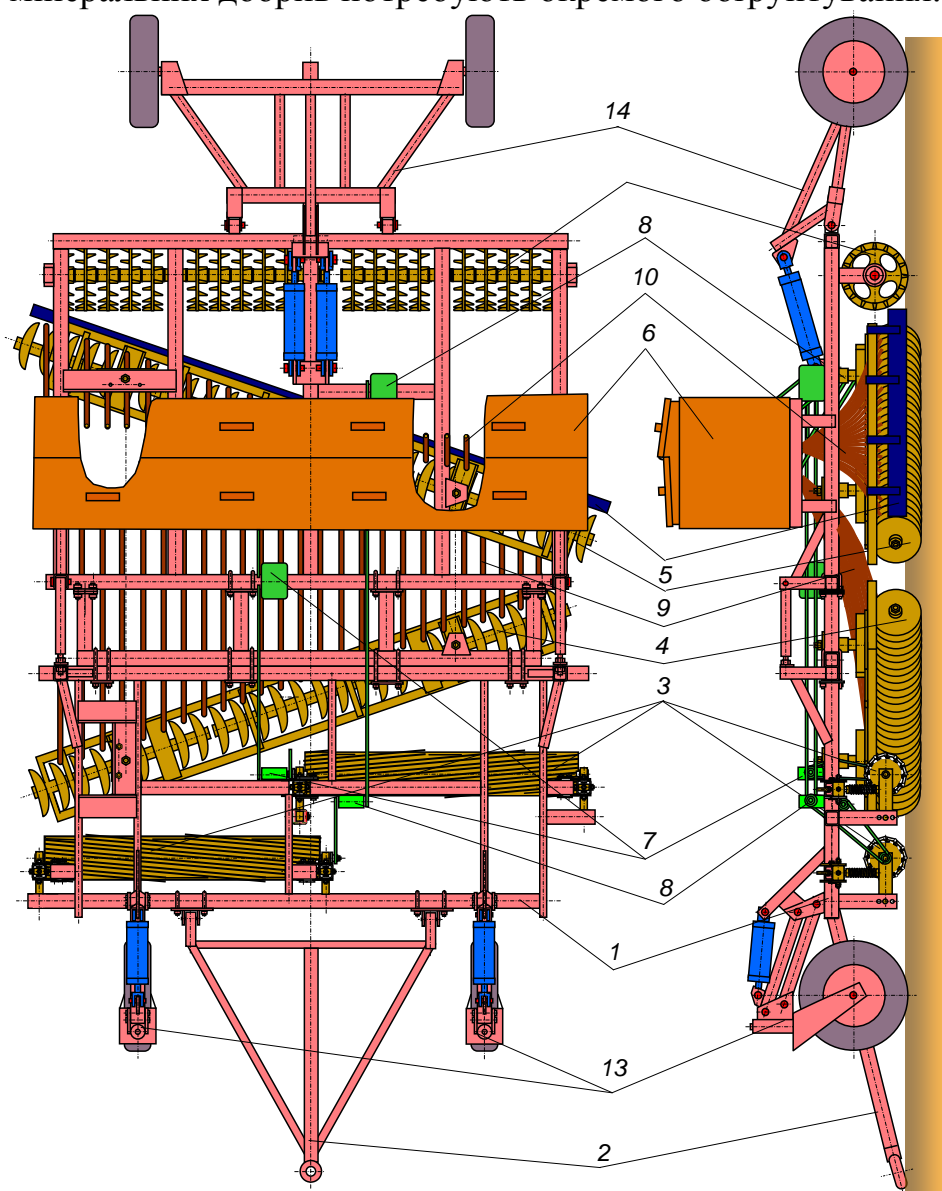


Рис. 1. Універсальний агрегат для обробітку ґрунту, посіву, подрібнення й закладки сидератів: 1 – рама; 2 – дишло; 3 – барабанно-ножові ротори; 4 і 5 – передня і задня дискові батареї; 6 – подвійний насіннєвий бункер; 7 і 8 – приводи висівних апаратів відповідно переднього і заднього бункерів; 9 і 10 – насіннепроводи відповідно під передню і під задню дискові батареї; 11 – батарея кільчасто-шпорових котків; 12 – шлейф-загортач; 13 – передні опори з самовстановлюючими колесами; 14 – задня опора на спарених колесах.

*Мета досліджень.* Обґрунтувати процес висіву і загортання технологічного матеріалу і визначити оптимальні значення параметрів встановлення дискових батарей в універсальному агрегаті, а саме:

- 1) визначити значення глибини ходу дисків передньої і задньої батареї для різних варіантів висіву технологічного матеріалу.
- 2) визначити значення поперечного зсуву між дисками передньої і задньої батареї;
- 3) визначити оптимальне значення кута атаки дисків.

*Основна частина.* Глибина ходу дисків передньої і задньої батареї має встановлюватися в залежності від виду технологічного матеріалу, що висівається під них, причому глибина ходу дисків задньої батареї не може бути більшою ніж передньої. Тому під диски передньої батареї треба висівати крупне насіння або гранульовані мінеральні добрива, а під диски задньої батареї – дрібне насіння, причому, глибина ходу дисків має дорівнювати глибині загортання відповідного технологічного матеріалу. Згідно з агро вимогами мінеральні добрива треба загортати на рівні збоку або нижче на 2...3 см від насіння.

Тому, в разі посіву з внесенням мінеральних добрив поперечний зсув і має становити 2...3 см, а в разі висіву двох видів насіння поперечний зсув має дорівнювати пів ширини міжряддя, що забезпечить найліпше використання площі живлення рослин. При цьому насіння обов'язково має лягати на тверде ложе.

Кут атаки дисків має забезпечити потрібне утворення і загортання борозен.

Розглянемо загальний випадок роботи дисків батареї (рис. 2).

Для дисків з діаметром  $d$  з осовою відстанню  $a$  і кутом атаки  $\alpha$  при заглибленні в ґрунт на величину  $h$  отримаємо залежності [3]

$$B = a \cdot \cos \alpha ; \quad (1)$$

$$b = (MN) \sin \alpha = 2\sqrt{d \cdot h - h^2} \sin \alpha ; \quad (2)$$

$$e = B - b , \quad (3)$$

де  $B$ ,  $b$  і  $e$  – ширина відповідно міжряддя, обробленої і необробленої смуг ґрунту.

Поперечний профіль горішнього шару ґрунту після проходу передньої і задньої дискових батарей буде мати наступний вигляд (рис. 3). Відповідно до мал. 3 можна записати

$$b_n/2 + b_z/2 = \Delta B + \Delta b, \quad (4)$$

де  $\Delta B$  – поперечний зсув дисків задньої батареї відносно передньої;

$\Delta b$  – перекриття захвату дисків передньої і задньої батарей.

У випадку, коли  $\Delta B = B/2$  підставивши в формулу (4) вирази (1) і (2), отримаємо вираз

$$\alpha_c \approx \arctg \frac{a/2 + \Delta b}{\sqrt{d \cdot h_r - h_r^2} + \sqrt{d \cdot h_c - h_c^2}} . \quad (5)$$

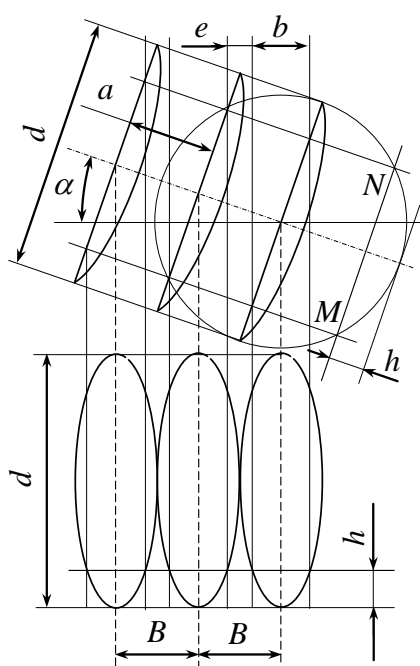


Рис. 2. Схема щодо визначення деяких параметрів дискової батареї.

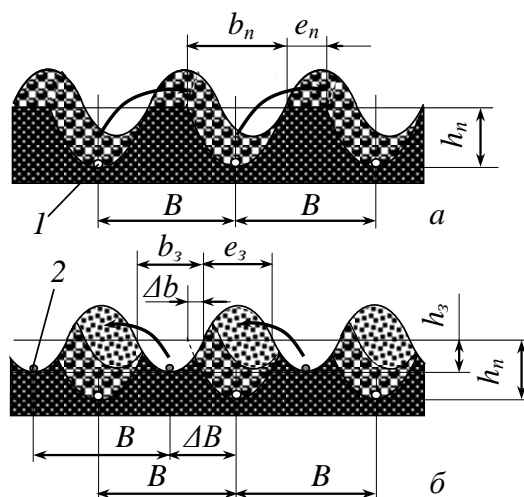


Рис. 3. Поперечний профіль горішнього шару ґрунту після проходу дискової батареї: а – передньої; б – задньої: - необроблений ґрунт; - ґрунт, переміщений дисками передньої батареї; - ґрунт, переміщений дисками задньої батареї; - напрям переміщення ґрунту; 1, 2 – технологічний матеріал що висіяний під диски передньої і задньої батареї.

У випадку, коли  $\Delta B < B/2$  за умови вкладання технологічного матеріалу на «тверде ложе» значення кута  $\alpha_{cp}$  визначиться як

$$\alpha_{\tilde{a}\tilde{b}} < \arcsin \frac{\Delta B}{\sqrt{d(h_i - h_c) - (h_i - h_c)^2}} \quad (6)$$

а за умови повного обробітку поверхні ґрунту з мінімальним перекриттям  $\Delta b$  як

$$\alpha_{\tilde{a}\tilde{e}\tilde{n}} \approx \arctg \frac{a - \Delta B + \Delta b}{\sqrt{d \cdot h_i - h_i^2} + \sqrt{d \cdot h_c - h_c^2}} \quad (7)$$

Критичне мінімальне значення поперечного зсуву  $\Delta B_{кр}$  коли вся поверхня поля обробляється з мінімальним перекриттям  $\Delta b$  визначиться з рішення рівнянь (6) і (7). В результаті такого рішення отримано складне рівняння 4-го ступеню, яке тут не приводиться. Рішення цього рівняння виконано чисельним методом з використанням офісної програми Microsoft Excel. За результатами рішення цього рівняння, а також за формулами (5), (6) і (7) побудовані відповідні графіки (рис. 4).

При значній різниці у глибині ходу дисків передньої і задньої батареї кут атаки  $\alpha$  буде обмежуватись умовою (6) і на поверхні поля будуть залишатися необроблені смуги шириною  $\Delta e$

$$\Delta e > a \cdot \cos \alpha - \left( \sqrt{d \cdot h_i - h_i^2} + \sqrt{d \cdot h_\zeta - h_\zeta^2} \right) \sin \alpha - \Delta B. \quad (8)$$

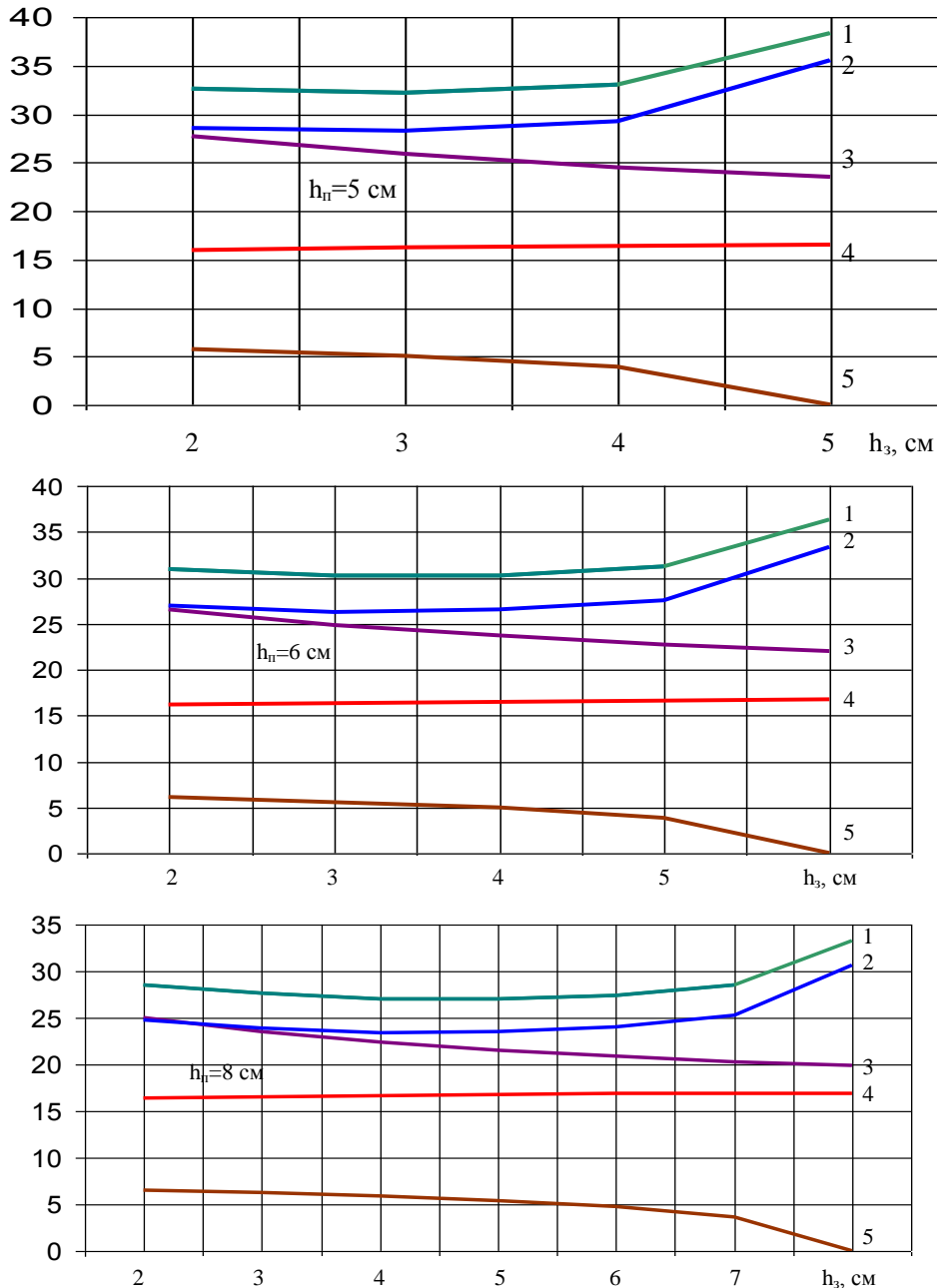


Рис. 4. Графіки залежності параметрів дискових батарей від глибини ходу дисків передньої  $h_n$  і задньої  $h_z$  батарей з діаметром дисків  $d = 37$  см, відстанню між дисками  $a = 18$  см і перекриттям їх захвату  $\Delta b = 2$  см: 1, 2 і 3 – відповідно  $\alpha_{ep}$ ,  $\alpha_{max}$  і  $\alpha_c$ , град.; 4 і 5 – відповідно  $B$  і  $\Delta B_{кр}$ , см.

З графіків видно, що кут атаки дисків  $\alpha$  залежить від глибини ходу і поперечного зсуву дисків задньої батареї відносно дисків передньої батареї  $\Delta B$ . Для дискових батарей борони БДС-3,5 в межах реальних глибин висіву технологічного матеріалу (3...8 см) кут атаки має становити  $20^\circ \dots 28^\circ$ . Мінімальний поперечний зсув дисків  $\Delta B$  майже не залежить від глибини ходу дисків передньої батареї  $h_n$  і зме-

ншується при збільшенні глибини ходу дисків задньої батареї  $h_3$ , але при цьому мають збільшуватися і кути атаки дисків  $\alpha_{зр}$  і  $\alpha_{макс}$ . При поперечному зсуві дисків задньої батареї відносно дисків передньої батареї  $\Delta B = B/2$  (серединне розташування дисків задньої батареї) кут атаки  $\alpha \approx 24^\circ$  забезпечить суцільну обробку поверхні в межах реальних глибин висіву технологічного матеріалу. При зменшенні поперечного зсуву менше за 6 см (не серединне розташування дисків задньої батареї) в разі неможливості збільшення кута атаки  $\alpha$  на поверхні поля залишатимуться необроблені смуги.

Для забезпечення надійного загортання технологічного матеріалу ґрунтом в агрегаті за задньою дисковою батареєю перед котками доцільно встановити спеціальний шлейф-загортач 12 (див. рис. 1).



Рис. 5. Універсальний агрегат-макет для обробітку ґрунту, посіву, подрібнення й закладки сидератів на посіві.

На підставі отриманих залежностей був виготовлений макет універсального агрегату для обробітку ґрунту, посіву, подрібнення й закладки сидератів (рис. 5), випробування якого підтвердили їх адекватність і дозволили зробити наступні висновки.

*Висновки.* Під диски передньої батареї треба висівати крупне насіння або гранульовані мінеральні добрива, а під диски задньої батареї – дрібне насіння, причому, глибина ходу дисків має дорівнювати глибині загортання відповідного технологічного матеріалу. В разі висіву двох видів насіння поперечний зсув має дорівнювати пів ширини міжряддя, що забезпечить найліпше використання площі живлення рослин. Кут атаки дисків залежить від глибини ходу і поперечного зсуву дисків задньої батареї відносно дисків передньої батареї. В межах реальних глибин висіву технологічного матеріалу (3...8 см) кут атаки має становити  $20^\circ \dots 28^\circ$ . Мінімальний поперечний зсув дисків майже на залежить від глибини ходу дисків перед-

ньої батареї і зменшується при збільшенні глибини ходу дисків задньої батареї, але при цьому мають збільшуватися і кути атаки дисків. При зменшенні поперечного зсуву менше за 6 см в разі неможливості збільшення кута атаки на поверхні поля залишатимуться необроблені смуги. Отримані залежності і графіки дозволяють визначити оптимальні параметри лаштування дискових батарей при висіві різних технологічних матеріалів.

#### *Література.*

1. *Баєв І.В.* Обґрунтування параметрів різака-мульчувача рослин / *І.В. Баєв.* – Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвід. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2010, № 94, с. 139–149.
2. Патент України 53200 на корисну модель МПК А01D23/02 Універсальний агрегат для посіву, подрібнення і закладки в ґрунт сидератів / *І.В. Баєв, Рыжов О.В., Санін Г.А., В.В. Федоренко, М.В. Яровенко.* u 2010 04128. Заявл. 09.04.2010. Опубл. 27.09.2010. Бюл. № 18.
3. *Бронштейн И.Н.* Справочник по математике / *И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев;* Под ред. Г. Гроше и В. Циглера. Пер. с немецкого. – М.: Наука, 1981. – 718 с.

## **ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УНИВЕРСАЛЬНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПОСЕВА, ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ И ЗАДЕЛКИ СИДЕРАТОВ**

Баев И.В., Рыжов А.В., Санин Г.А.

### **Аннотация**

**Обоснован процесс высева и заделки технологического материала и определены значения параметров установки дисковых батарей в универсальном агрегате для посева, измельчения и заделки сидератов в почву.**

## **GROUND OF PARAMETERS OF UNIVERSAL OF GGREGATE FOR SOWING, GRINDING DOWN AND RAKING OF ERBAGES**

I. Baev, A. Ryschov, G. Sanin

### **Summary**

**The process of sowing and raking of technological material is grounded and the values of parameters of setting of batteries of disks are certain in an universal aggregate for sowing, grinding down and raking of herbages in soil.**

УДК 620.1.631.372

## ВИКОРИСТАННЯ НАНОТЕХНОЛОГІЙ ПРИ БЕЗРОЗБІРНОМУ СЕРВІСІ АВТОТРАКТОРНОЇ ТЕХНІКИ

Болтянський О.В., к.т.н.,

Болтянська Н.І., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.: +38 (0619) 42-05-70

**Анотація** – у статті розкривається важливість наукових робіт в області нанотехнології, зокрема для сільського господарства, а також представлені основні результати досліджень авторів в області застосування нанотехнологій при обслуговуванні і ремонті автотракторної техніки.

**Ключові слова** – нанотехнології, нанопрепарати, безрозбірний сервіс, триботехношогія.

*Постановка проблеми.* Нанотехнологія – ключове слово початку ХХІ століття, символ нової, третьої науково-технічної революції. Метою нанотехнології є створення наносистем, наноматеріалів, нанопристроїв, здатних надати революційну дію на розвиток цивілізації. Нанотехнологія обіцяє великі можливості для застосування в розробці нових матеріалів, біотехнології, мікроелектроніки, енергетики і озброєнні. Серед найбільш вірогідних наукових проривів експерти називають відновлення людських органів з використанням знов відтвореної тканини, отримання нових матеріалів, створених безпосередньо із заданих атомів і молекул і поява нових відкриттів в хімії і фізиці. Безрозбірний сервіс транспортних засобів є подальшим розвитком досліджень в цій області і, в основному, базується на положеннях нанонауки.

*Аналіз останніх досліджень.* Результатом багаторічних досліджень учених став той факт, що тертя тепер представляється не тільки як руйнівне явище природи, а й як творчий процес, що самоорганізується. Це дозволило розробити нові, раніше не відомі методи технічного сервісу машин, зокрема безрозбірного відновлення агрегатів і вузлів техніки в процесі їх безперервної експлуатації. Надалі дослідження в даній області отримали глибший розвиток, виник і успішно розвивається самостійний науково-технічний напрям - безрозбірний технічний сервіс машин і механізмів, під яким мається на увазі комплекс

технічних і технологічних заходів, направлених на проведення ряду операцій технічного обслуговування і ремонту вузлів і механізмів без проведення розбірно-складальних операцій. Безрозбірний сервіс може включати операції обкатки, діагностики, профілактики, хімотологічного тюнінга, очищення і відновлення, як окремих з'єднань, що труться, і агрегатів, так машин і механізмів в цілому [1,2].

*Формулювання цілей статті.* Розкрити важливість наукових робіт в області нанотехнології для сільського господарства, а також представити основні результати досліджень авторів в області застосування нанотехнологій при обслуговуванні і ремонті автотракторної техніки.

*Основна частина.* В умовах недоліку фінансових коштів у більшості населення, певного дефіциту доступних якісних паливно-змащувальних матеріалів підтримання в працездатному стані техніки можливо за рахунок застосування спеціальних ремонтно-експлуатаційних препаратів і технологій безрозбірного сервісу, зокрема на основі наночасток і нанотехнологій.

Ресурсні нанопрепарати протизносу для моторних і трансмісійних масел містять в своєму складі активні функціональні наноматеріали, наночастки, що формують на поверхнях тертя захисні граничні (наноструктурні) шари, тверді наоливи, що перешкоджають зносу деталей.

Нанокаталітичні добавки (присадки) до бензину і дизпалива очищають деталі, канали паливних систем, нейтралізатори вихлопних газів, підвищують енерго-економічні показники двигунів за рахунок застосування сучасних миючих компонентів, хімічних нанокаталізаторів і регуляторів горіння палива.

Наноочищувачі системи мащення двигуна (при зміні моторного оливи) ефективні завдяки застосуванню поверхнево-активних речовин, що розчинюють органічні і неорганічні відкладення і перетворюють їх в наноконплекси. Наноконплекси не осідають на внутрішніх поверхнях двигуна і виводяться при зміні оливи.

Фахівці компанії „Лабораторія Тріботехнології“ і Інституту прикладної нанотехнології запропонували новий оригінальний шлях зниження емісії шкідливих домішок у відпрацьованих газах. Корисний ефект досягається за рахунок використання розчинних в моторних паливах похідних сечовини разом з нанорозмірними частинками діоксиду церію. Нова технологія, яка отримала назву Urea & NanoCatalyst in Fuel, не передбачає внесення змін до конструкції паливної апаратури двигуна внутрішнього згорання і змін в технології паливної заправки на автозаправних станціях [3].

На підставі теоретичних досліджень фірмами розроблений спеціальний препарат FaberOx - дисперсію нанокапсулированого діоксиду церію в органічному розчині похідних сечовини, який додається

безпосередньо в паливо будь-якого типу. Фірма також виводить на ринок першу в світі товарну лінію автохімії - наноочищувачі [3].

Виконання постійно зростаючих екологічних вимог до автомобіля (Євро-4 і Євро-5) вимагає застосування моторних олів нового складу. Перед виробниками моторних олів поставлено складне завдання. Вміст присадок в оливах повинен бути різко зниженим, а їх властивості протизносу і терміни беззмінної роботи - збережені на досягнутому рівні. Сульфатна зольність нових олів, що характеризує вміст миючих присадок, не повинна перевищувати 1 %; вміст сірі і фосфору (активних елементів присадок протизносу і антиокислительних) повинно бути менше 0,25 і 0,07 %, відповідно. Нові оливи неминуче повинні містити нетрадиційні, ефективніші присадки.

Одним з шляхів створення нетрадиційних присадок є використання принципів нанотехнології, а саме, створення стійких дисперсій нанорозмірних частинок в моторній оливі. Зокрема, є упевненість, що можна використовувати наноб'єкти в моторній оливі в концентрації 10:15 ppm/кг, різко підвищуючи властивості протизносу оливи, наприклад, по навантаженню задиру в 8:10 разів, не змінюючи хімічний склад базового оливового пакету.

Пояснення прояву даного ефекту можуть бути наступні:

1. Наявність в оливі нанорозмірних об'єктів в кількості 1014:1015 частинок підвищує антиокислюючу стабільність оливи за рахунок переривання радикально-ланцюгового механізму окислення оливи на поверхні наночасток.

2. Прояв ефекту згущування оливи при сильній механічній дії в зоні тертя. Ефект згущування оливи можна проілюструвати наступним прикладом. Так, наприклад, недавно стало відомо про нову розробку Армійської Науково-дослідної Лабораторії США (U.S. Army Research Laboratory). Ученим цього закладу вдалося створити нову натільну броню для солдатів. У основу розробки покладена технологія рідини, що здатна до самозагущення (STF). Вона має достатньо складний склад, проте сам принцип роботи достатньо ясний. У рідині, яку розробники називають поліетіленгліколь, розташована суспензія нанорозмірних частинок.

Нанорозмірні частинки утворюють з поліетіленгліколем суспензію, яка володіє цілим рядом цікавих фізичних властивостей, зокрема – згущується при сильній механічній дії. На цьому принципі і працює „рідкий бронезилет“. Учені відзначають високу стійкість STF до зміни температури навколишнього середовища, а також нетоксичність вживаних в суспензії речовин. В даний час новинка знаходиться у стадії розробки, проте, враховуючи бюджет американської армії, можна розраховувати на отримання практичних результатів вже в найближчому майбутньому.

На основі технології нанодисперсій (Nanodispersion Technology) компанія "Лабораторія Тріботехнології" також виводить на ринок першу в світі товарну лінію автохімії - ремонтні склади на основі нанодисперсій і нанокондиціонери металу.

Нанотехнологія дозволить створювати такі хімічні структури, які будуть запрограмовані на видалення забруднень, самовідновлення, захист поверхні і досягнення косметичного ефекту. Миючі і поліруючі засоби є максимально доброзичливими для навколишнього середовища.

Російська компанія „Лабораторія Тріботехнології“ і Інститут прикладної нанотехнології спільно з МГАУ зробили перші десять кроків по дорозі в майбутнє „наноавтохімії“, розробивши і випустивши в широку торгову мережу новітні препарати для безразборного сервісу різної техніки на основі нанотехнологій [4,5]:

1. Кондиціонери металу - Fenom Metal Conditioner / NanoConditioner в результаті трибохімічних реакцій (утворення, розпаду і відновлення в зоні тертя з'єднань металу з активними молекулами продукту FENOMR) утворюють захисні граничні шари (20...40 нанометрів). Захисний шар набуває пластичних і пружних властивостей, антифрикційних якостей і, одночасно, стійкості до високих навантажень.

2. Рекондіціонери - Old Chap Reconditioner разом з утворенням подібних захисних шарів додатково сприяють підвищенню здатності (міцності) оливкової несучої плівки. Полімолекулярна система препарату, що включає нанорозмірні комплекси (кластери) органічних речовин, структурує граничну оливкову плівку і збільшує адгезію оливи до металу.

3. Склади прироблення типу Green Run реалізують трибохімічний, безабразивний механізм прироблення металевих поверхонь тертя нової або відремонтованої техніки. Препарати сприяють зніманню в приповерхневому шарі металу механічної напруги, знижують прироблюваний знос, прискорюють прироблення, реалізують рівноважну шорсткість поверхонь. Результатом є підвищення зносостійкості, зниження механічних втрат, поліпшення експлуатаційних якостей агрегатів техніки.

4. „Наноалмази“, що входять до складу присадки Nanodiamond Green Run, структурують масляну плівку, збільшують її динамічну міцність, діють на кристалічну решітку поверхні металу, зміцнюючи її, формують нові поверхні тертя, зменшуючи граничне тертя і знос (особливо при великих навантаженнях і дефіциті оливи).

5. Відновлювальні присадки Renom Engine / Transmission – маслорозчинні металоорганічні сполуки. Реалізують трибохімічний („іонний“) механізм металоплакірування поверхонь тертя за рахунок утворення (відновлення) на поверхні металовмісної, наноструктурованої захисної плівки. Присадки сприяють „лікуванню“ мікрodefektів поверхонь тертя, відновленню їх працездатності.

6. Захисні присадки Renom Engine / Gear NanoGuard реалізують нанотехнологію захисту двигуна і трансмісії. Підвищують ресурс і покращують експлуатаційні показники двигунів і агрегатів трансмісії автомобілів. Містять сучасні наноконпоненти (наночастки) – NanoJell-CR, NanoJell-MoR, що формують захисну плівку (тверду, наноструктурну оливу), що ефективно знижує знос деталей і тертя.

7. Добавки Fenom NanoCleaner до бензину і дизельного палива – наноочишувачі інжекторів, форсунок, каталітичних нейтралізаторів призначені для очищення деталей паливних систем і апаратури, систем нейтралізаторів вихлопних газів двигунів і відновлення їх експлуатаційних показників. Корисний ефект досягається за рахунок застосування у складі добавок миючих компонентів, хімічних нанокаталізаторів і регуляторів горіння палива.

8. Добавки Fenom NanoTuning до бензину і дизельного палива („тюнінг палива“) сприяють підвищенню експлуатаційних властивостей палив і енерго-економічних показників двигунів (зниженню витрати палива, токсичності відпрацьованих газів, підвищенню потужностних характеристик). Корисний ефект досягається за рахунок застосування у складі добавок хімічних нанокаталізаторів і регуляторів горіння палива.

9. Добавки Fenom NanoFlush до моторного оливи призначені для посилення миюче-диспергуючих властивостей працюючої оливи, що підлягає заміні. Добавка забезпечує видалення відкладень, продуктів окислення оливи і частинок зносу з каналів системи мащення, з поверхонь внутрішніх деталей бензинових і дизельних двигунів. Сприяє підвищенню рухливості поршневих кілець, нормалізації роботи гідрокомпенсаторів, поліпшенню тепловідведення і циркуляції оливи в двигуні. Корисний ефект досягається за рахунок застосування у складі добавок поверхнево-активних речовин, що розчинюють органічні і неорганічні відкладення і перетворюють їх в наноконплекси. Наноконплекси не осідають на внутрішніх поверхнях двигуна і повністю виводяться при зміні моторної оливи.

10. Автополіролі Lucky Bee NanoCrystalWax / Carnauba&NanoWax містять наночастки („фулереноалмази“, Bentowaxr), що сприяють формуванню сотової структури захисної плівки на лакофарбному покритті, підвищенню її адгезії до поверхні, хімічної стійкості і довговічності.

*Висновки.* При технічному сервісі завдяки застосуванню наноматеріалів можна значно (до 1,5...4 разів) збільшити ресурс роботи машин, зменшити шкідливі викиди і експлуатаційні витрати (зокрема витрати палива). Наноматеріали, в основному фулерени, вводять в змащувальні матеріали, які забезпечують процес „знос-відновлення“. За даними деяких авторів, довговічність з'єднань, наприклад, циліндропоршневої групи, збільшується в 2 рази.

*Література.*

1. Балабанов В.И. Трение, износ, смазка и самоорганизация в машинах. Теория и практика эффективной эксплуатации и ремонта машин / В.И. Балабанов, В.И. Беклемышев, И.И. Махонин // Помощь для автомобилистов - М.: Изумруд, 2004. - 192 с.
2. Балабанов В.И. Триботехнология в техническом сервисе машин / В.И. Балабанов, С.А. Ищенко, В.И. Беклемышев.- М.: Изумруд, 2005. - 180 с.
3. Beklemyshev V.I. World Tribology / V.I. Beklemyshev, A.F. Letov, I.I. Makhonin, K.V. Filippov, V.I. Balabanov. // Congress III, Washington, USA, September 2005.- p.12-16,
4. Балабанов В.И. Нанопрепараты для повышения ресурса автомобилей / В.И. Балабанов, В.К. Филиппов // Новые и подержанные автомобили.- 2006.- № 15.- С.18-20.
5. Беклемышев В. И. Безразборный сервис автомобильной техники (ресурсосберегающие препараты химии и нанотехнологии) / В. И. Беклемышев, И. И.Махонин, А. Ф.Летов, В. К.Филиппов, В. И. Балабанов// Авторемонт.- 2006.- № 6.- С.10-14.

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НАНОТЕХНОЛОГИЙ ПРИ БЕЗРАЗБОРНОМ СЕРВИСЕ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ**

Болтянский О.В., Болтянская Н.И.

### *Аннотация*

**В статье раскрывается важность научных работ в области нанотехнологий, в частности для сельского хозяйства, а также представлены основные результаты исследований авторов в области применения нанотехнологий при обслуживании и ремонте автотракторной техники.**

## **USING NANOTECHNOLOGY TO THE SERVICE CIP AUTOMOTIVE VEHICLES**

N. Boltyanska, O. Boltyansky

### *Summary*

**The article reveals the importance of scientific publications in the field of nanotechnology, particularly for agriculture, and presents the main results of the research in the field of nanotechnology at maintenance and repair of automotive vehicles.**

УДК 631.356.2

## **РОЗРОБКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВІДОКРЕМЛЕННЯ ГИЧКИ З ГОЛОВОК ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ**

Борис А.М., інженер

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел. (044) 527-82-99

***Анотація*** - розроблено нову установку та методику дослідження в лабораторних умовах процесу відокремлення гички від коренеплодів з різними агрофізичними параметрами. Конструкцією установки передбачено можливість моделювання в широкому діапазоні основних агрофізичних характеристик посіву, конструктивно-технологічних параметрів і режимів роботи робочих органів.

***Ключові слова*** – коренеплід, головка коренеплоду, гичка, робочий орган, параметри, лабораторна установка, методика досліджень.

*Вступ.* Вирощування і збирання цукрового буряку (коренеплодів і гички) є одними з найбільш трудомістких та енергоємних технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві. Враховуючи те, що Україна традиційно належить до бурякосійних країн з високим рівнем розвитку технологій вирощування цукрового буряку, а цукор залишається одним із стратегічних продуктів харчування, вітчизняному машинобудуванню необхідно випускати бурякозбиральні машини, функціональні та експлуатаційні показники яких відповідали б рівню найкращих світових аналогів.

Підвищення якісних показників процесу збирання цукрового буряку, як кінцевої операції у технологічному процесі його виробництва, являє собою комплексну науково-технічну проблему, вирішення якої повинно базуватися на пошуку нових конструкційних рішень робочих органів та у цілому компоувальних схем бурякозбиральних машин, ґрунтовному теоретичному обґрунтуванні їх конструкційних та технологічних параметрів, експериментальному підтвердженню проведених теоретичних досліджень з кінцевою метою аналізу і синтезу раціональних їх параметрів.

*Постановка проблеми.* При створенні нових робочих органів для відокремлення гички від коренеплодів цукрових буряків виникає проблема вибору методики та засобів експериментальних досліджень

необхідних для вивчення процесу в цілому, а також для підтвердження достовірності математичних моделей робочого органу та процесу.

Вивчення впливу конструктивно-технологічних параметрів робочих органів в польових умовах надзвичайно трудомісткий процес. Тому удосконалення існуючих та розробка нових менш трудомістких методик і засобів лабораторних досліджень процесу відокремлення гички експериментальними робочими органами в лабораторних умовах є важливим науково-практичним завданням.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* З метою визначення конструкції лабораторної установки для досліджень процесу відокремлення гички цукрових буряків необхідно визначити основні види операцій та робочих органів, які використовуються в процесі підготовки коренеплодів до викопування. Аналізуючи роботи Л.В. Погорілого, В.М. Булгакова, М.М. Зуєва, Р.Б. Гевка, В.Я. Мартиненка, М.М. Хелемендика, С.В. Синього, М.Г. Березового та ін. встановлено [1-10], що на сучасному етапі при видаленні гички можуть проводитись наступні операції:

- відокремлення основної маси гички шляхом зрізу гички на коренеплоді, що росте у ґрунті, або ударною дією гнучких робочих елементів (дефоліацією);
- виключення шкідливого впливу гички на технологічний процес збирання коренеплодів шляхом: подрібнення гички та розподілення її в рядках і міжряддях або тільки в міжряддях; транспортування гички у транспортний засіб або на зібране поле;
- відокремлення решток гички дообрізанням або очищенням головок коренеплодів.

Кожній із вищенаведених операцій відповідає певний вид робочого органу. Зріз основної маси гички може здійснюватись з копіюванням головок коренеплодів цукрових буряків або без їх копіювання шляхом зрізу на фіксованій висоті відносно поверхні ґрунту. Для зрізу переважно використовуються ротори з горизонтальною, вертикальною або нахиленою під кутом до горизонту осями обертання. Видалення гички ударними взаємодіями проводять за допомогою дефоліаторів – роторів з гнучкими елементами. Розподілення гички в міжряддях проходить одночасно з процесами зрізання та подрібнення шляхом застосування направляючих поверхонь у кожусі різального ротора. Також відома практика вдавлення рослинних решток в ґрунт у міжряддях. Для транспортування гички переважно застосовуються шнеки, пруткові транспортери або набір вертикальних шнеків. Видалення рослинних решток із зони міжрядь проводиться з використанням вентиляторного ефекту в роторних гичкорізах з горизонтальною віссю обертання. Очищення головок коренеплодів цукрових буряків від решток гички здійснюється роторами з гнучкими робочими ор-

ганами та очисниками. Найбільш поширені з них лопатеві очисники.

Таким чином, для операцій відокремлення гички та її решток переважно використовуються роторні робочі органи для яких характерна зміна таких конструктивно-технологічних параметрів, як діаметр ротора, радіус закріплення робочого елемента, орієнтація робочого елемента відносно напрямку поступального руху машини, кріплення і встановлення робочого елемента до площини обертання ротора та ін.

Розглянемо методики та засоби експериментальних досліджень, що використовуються при дослідженні процесу видалення гички. Як правило, для всіх досліджень характерно:

1. Виготовлення експериментальної лабораторно-польової установки, проведення експериментальних досліджень із застосуванням методів планування експерименту з метою обґрунтування параметрів та режимів роботи робочих органів;

2. Проведення порівняльних випробувань запропонованого та існуючих пристроїв за продуктивністю, енергомісткістю, за вмістом гички у воросі коренеплодів, ступінню очищення від гички, втратами цукроносної маси, пошкодженнями коренеплодів, вибиваннями коренеплодів із ґрунту та ін.

Методика оцінки якості роботи розроблена для польових випробувань робочих органів, але відсутня методика лабораторних досліджень. Оцінка якості роботи гичковидаляючих робочих органів в країнах Західної Європи регламентується Євростандартом, а в Україні ДСТУ 7062:2009 “Буряки цукрові. Збирання. Показники якості та методи їх оцінки” і ДСТУ 2258-93 “Машини бурякозбиральні. Загальні технічні умови”. Показники якості згідно Євростандарту визначаються за місцем проходження площини зрізу на головці коренеплоду і видом зрізу головки коренеплоду, а за ДСТУ 7062:2009 і ДСТУ 2258-93 – втратами цукроносної маси, вмістом гички у воросі коренеплодів та пошкодженнями коренеплодів. Більш універсальною є методика розроблена в Інституті цукрових буряків та біоенергетичних культур НААН [4], яка охоплює методики вищенаведених стандартів.

Таким чином на сучасному етапі відсутні конструкції універсальних установок та методики лабораторних досліджень робочих органів для відокремлення основної маси та решток гички. Крім цього, в лабораторних умовах, можливо більш точно виявити вплив окремих факторів на проходження технологічного процесу відокремлення гички.

*Постановка завдання.* Для зниження трудомісткості та розширення обсягу експериментів необхідно розробити конструкцію установки та методику лабораторних досліджень робочих органів для відокремлення основної маси та решток гички. В конструкції лабораторної установки необхідно передбачити :

- моделювання агрофізичних характеристик посівів цукрових буряків;
- можливість застосування при дослідженнях натуральних коренеплодів з різними агрофізичними параметрами;
- зміну в широкому діапазоні конструктивно-технологічних параметрів та режимів роботи робочих органів роторного типу.

На основі методики досліджень якості роботи бурякозбиральних машин, розробленої в Інституті цукрових буряків та біоенергетичних культур НААН, розробити методику лабораторних досліджень процесу відокремлення гички експериментальними робочими органами.

*Основний зміст дослідження.* Лабораторна установка, моделювання вихідних параметрів експериментальних досліджень. Нами розроблено та виготовлену лабораторну установку (рис. 1), де передбачено можливість моделювання режимів роботи та конструктивно-технологічних параметрів робочих органів, а також агрофізичних характеристик посівів та параметрів коренеплоду.

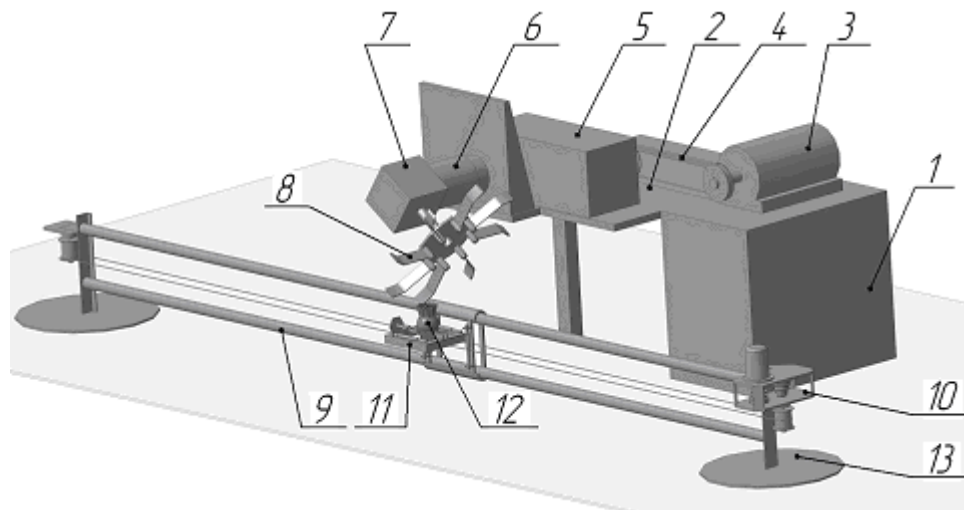


Рис. 1. Лабораторна установка для дослідження робочих органів.

Лабораторна установка для дослідження гичковидаляючих робочих органів складається: з основної рами 1 (рис. 2), електродвигуна 3, клинопасової передачі 4, ланцюгово-планчатого варіатора 5, поворотного пристрою 6, конічного редуктора 7 та закріпленого на його валу робочого органу 8; рами “рухомого поля” 9 (рис. 2), механізму приводу рамки “рухомого поля” 10, рамки рухомого поля 11, коренеплоду 12, стійок 13. Механізм приводу рамки “рухомого поля” складається з електродвигуна, барабана для намотування троса, що з’єднаний з рамкою 11.

Особливістю конструкції є можливість зміни наступних параметрів: частоти обертання ротора, поступальної швидкості переміщення коренеплоду, кута нахилу ротора до горизонту, кута атаки ротора, відстані між коренеплодами в рядку, відхилення коренеплоду від умов-

ної осьової лінії рядка, висоти виступання головки коренеплоду над умовною поверхнею ґрунту та ін. Для вивчення впливу взаємного розташування коренеплодів передбачена змінна рамка для закріплення трьох коренеплодів, які можуть мати різні розмірно-масові характеристики. Схема керування двигуном 2 передбачає реверсивний режим руху. Керування приводами ротора з робочими органами та “рухомого поля” здійснюється з пульта управління.

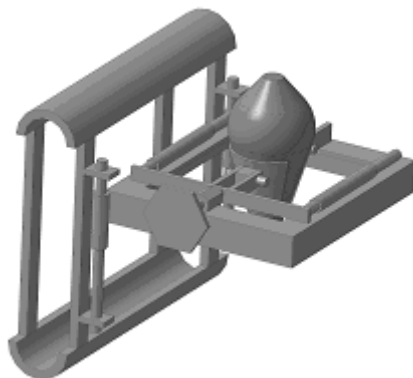


Рис. 2. Закріплення коренеплоду у рамці “рухомого поля”.

Агрофізичні характеристики посівів визначаються згідно рис. 3. Якщо врахувати те, що у всіх роторів в реальних умовах нижні точки розташовуються на рівні поверхні ґрунту, визначимо для лабораторних умов:

- висоту виступання коренеплоду цукрового буряку над рівнем поверхні ґрунту  $h_k$  як відстань від горизонтальної площини, що проходить через крайню нижню точку ротора, до верхівки головки коренеплоду закріпленого у тримачі (рис. 3 б);
- відхилення коренеплоду цукрового буряку від осьової лінії рядка  $\delta$ , як відстань між паралельними прямими  $mn$  і  $kc$ . Пряма  $mn$  проходить горизонтально паралельно напрямку руху коренеплоду на рівні поверхні ґрунту через точку дотику ротора з ґрунтом (рис. 3 б). Пряма  $kc$  проходить у горизонтальній площині, що відповідає рівню ґрунту через вісь симетрії коренеплоду паралельно напрямку його руху.

Висота виступання головки коренеплоду цукрового буряку регулюється переміщенням тримача коренеплоду по вертикальних направляючих рамки “рухомого поля” за допомогою гвинтового механізму (рис. 2). Відхилення коренеплоду від умовної осьової лінії рядка регулюється паралельним переміщенням рухомого поля разом із стійками 12 по опорній поверхні.

З метою вивчення впливу на процес відокремлення гички взаємного розміщення коренеплодів, на рамку “рухомого поля” встановлюється змінна платформа для групового розміщення трьох коренеплодів. Відстань між коренеплодами це відстань між центрами двох суміжних коренеплодів. Регулюється шляхом жорсткого закріплення коренеплодів на різній відстані один від іншого.

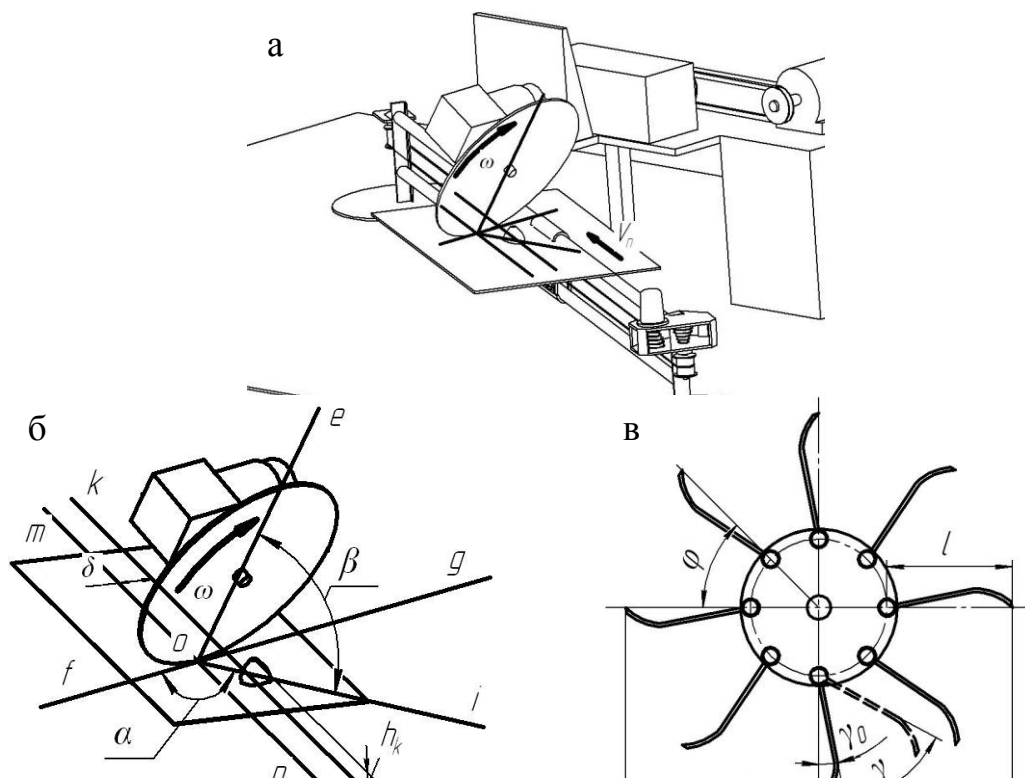


Рис. 3. Схема визначення вихідних параметрів процесу взаємодії робочих органів з коренеплодом цукрового буряку: а – загальний випадок встановлення ротора робочого органу; б і в – схеми для визначення конструктивно-технологічних параметрів робочого органу агрофізичних параметрів посівів.

Конструктивно-технологічні параметри робочого органу визначались за схемами наведеними на рис. 4 (б, в). Кут атаки  $\alpha$  – кут між лінією перетину площини обертання з рівнем поверхні ґрунту  $fg$  та осьюовою лінією рядка  $kc$  або напрямком руху робочого органу відносно коренеплоду  $on$ . Встановлюється шляхом повороту рухомого поля на опорній поверхні навколо вертикальної осі, що проходить через нижню точку ротора. Визначається за шкалою нанесеною на опорну поверхню та покажчиком на рухомому полі. Кут нахилу ротора до горизонтальної площини  $\beta$  – кут між прямими  $oe$  та  $oi$ , що утворені внаслідок перетину вертикальною площиною, яка проходить через вісь приводного валу ротора, площини обертання ротора і площини рівня ґрунту відповідно. Кут  $\beta$  встановлюється шляхом повороту ротора навколо осі приводного валу конічного редуктора за допомогою поворотного механізму б (рис. 1). Заміряється кут нахилу ротора за шкалою, яка встановлена на поворотному механізмі. Діаметр ротора, довжина робочих елементів, кількість робочих елементів, початковий кут відхилення робочих елементів від радіального положення визначались згідно рис. 3 в.

Режими роботи процесу відокремлення гички визначались до і під час проведення дослідів Поступальна швидкість робочого органу визна-

чалась наступним чином. На рамку рухомого поля, біля зони робочого органу, наносилась спеціальна шкала, а на рамку рухомого поля – покажчик. При включенні приводу рухомого поля починалась швидкісна відео зйомка процесу. За допомогою покадрового перегляду відеоматеріалу фіксувалось положення покажчика на шкалі, що відповідало початку і кінцю взаємодії робочого органу з коренеплодом, а потім визначалось переміщення. Враховуючи частоту швидкісної відеозйомки (210; 420; 1000 кадр/с), за кількістю кадрів, на яких зафіксовано контакт робочого органу з коренеплодом, визначалась тривалість взаємодії. За переміщенням і часом взаємодії визначалась середня швидкість поступального руху коренеплоду до або після взаємодії. Поступальна швидкість переміщення коренеплоду регулювалась шляхом встановлення змінних шківів різних діаметрів у приводі рухомого поля. Середнє значення кутової швидкості визначалось аналогічно за кутом повороту ротора і часом взаємодії. Частота обертання ротора регулювалась плавно за допомогою ланцюгово-планчатого варіатора.

Висновок. Розроблена конструкція експериментальної установки для дослідження відокремлення гички від головок коренеплодів цукрових буряків. Експериментальні дослідження нових робочих органів для відокремлення гички доцільно проводити в лабораторних умовах з використанням запропонованих лабораторної установки та методики досліджень.

#### *Література.*

1. Погорельый Л.В. Свеклоуборочные машины: История, конструкция, прогноз. / Л.В. Погорельый, Н.В. Татьяна. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
2. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. / В.М. Булгаков. – К.: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.
3. Зуев Н.М. Бескопирный срез головок коренеплодов. / Н.М. Зуев, С.А. Топоровский. // Сахарная свекла. – 1988. – № 6. – С. 42–45.
4. Зуев Н.М. Методика исследований качества работы свеклоуборочных машин. / Зуев Н.М. – К.: ВНИС, 1989. – 75 с.
5. Кобець О.М. Обґрунтування робочого процесу і параметрів робочих органів для видалення гички кормових буряків: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 “Машины і засоби механізації сільськогосподарського виробництва”. / Кобець О.М. - Вінниця, 2007. – 166 с.
6. Мартиненко В.Я. Гичкозбиральні машини / В.Я. Мартиненко. – Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 110 с.
7. Орехівський В.Д. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів вертикального доочисника головок коренеплодів цукрових буряків: автореф. дис. на здобуття наукового степеню канд. техн. наук.: спец. 05.05.11. “Машины і засоби сільськогосподарського виробництва”. / В.Д. Орехівський. – Глеваха, 2002. – 20 с.

8. *Погорельий М.Л.* Підвищення технологічної ефективності бурякозбиральних машин: автореф. дис. на здобуття вченого ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 “Машини і засоби сільськогосподарського виробництва” / *М. Л. Погорельий* – К. – 2001. – 21 с.
9. *Топоровский С.А.* Обоснование технологического процесса и основных параметров рабочего органа для уборки ботвы сахарной свеклы без копирования головок корнеплодов: автореф. дис. на соиск. ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 “Механизация сельскохозяйственного производства” / *С. А. Топоровский* – К. – 1988. – 19 с.
10. *Хелемендик М.М.* Підвищення механіко-технологічної ефективності трудомістких процесів у буряківництві: автореф. дис. на здобуття вченого ступеня докт. техн. наук: спец. 05.20.01 “Механізація сільськогосподарського виробництва” / *М. М. Хелемендик* – Тернопіль, 1996. – 42 с.

### **РАЗРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССУ ОТДЕЛЕНИЯ БОТВЫ ОТ ГОЛОВЕК САХАРНОЙ СВЕКЛЫ**

Борис А.Н.

#### *Аннотация*

**Разработана установка и методика исследований в лабораторных условиях процесса отделения ботвы от корнеплодов с разными агротехническими параметрами. Конструкцией установки предусмотрена возможность моделирования в широком диапазоне основных агрофизических характеристик посева, конструктивно-технологических параметров и режимов работы рабочих органов.**

### **DEVELOPMENT OF EXPERIMENTAL FLUIDIZER RESEARCH TO CARBRO OF SEPARATION OF ROOTS FROM HEADS OF SUGAR BEET**

A. Boris

#### *Summary*

**The set and methods for researches in the laboratory conditions of process of separation of roots of sugar beet with a different agrophysical parameters. With construction of set is envisaged possibility of modeling in wide diapason of basic agrophysical characteristics of crops, constructional-technical parameters and regime of work of working organs.**

УДК. 631.2

## ВПЛИВ НАДІЙНОСТІ ЖНИВАРОК НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЇХ РОБОТИ

Тарасенко В.В., д.т.н.,

Болтянський В.М., к.т.н.,

Шабала М.О., к.т.н.,

Мітін В.М., к.т.н.,

Мітков В.Б., к.т.н.

Брагінець А.М., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-12-65

**Анотація** – у статті наведені результати досліджень впливу надійності жниварок на ефективність їх роботи.

**Ключові слова** – надійність, вплив, жниварка, ефективність, дослідження, продуктивність, відмова.

*Постановка проблеми.* Збільшення виробництва зерна - найважливіше завдання сільськогосподарської науки і агропромислового комплексу України. Основними напрямками економічного і соціального розвитку України на 2010 – 2015 і на період до 2020 року передбачено довести його валовий збір до 50 – 55 млн. тонн.

У рішенні цієї ключової проблеми велике значення надається збільшенню виробництва зерна пшениці. Добитися істотного його приросту вже зараз можна шляхом скорочення його втрат при збиранні, транспортуванню і доробці.

*Аналіз останніх досліджень.* На підставі проведеного аналізу досліджень [1,2,3,4] показав наскільки важливим є вивчення показників надійності сільськогосподарських машин та їх зміна з урахуванням строку вводу в експлуатацію. Встановлено, що показники надійності погіршуються в залежності від терміну експлуатації сільськогосподарських машин і негативно впливають на техніко-економічні показники, а також на величину втрат сільськогосподарської продукції. Мало вивчений процес впливу швидкості руху на показники надійності і як показує практика такий вплив значний.

*Формулювання мети статті.* З урахуванням показників надійності жниварних машин встановити їх вплив на продуктивність, визначити оптимальну швидкість руху і рівень технічної оснащеності господарства жниварними агрегатами з урахуванням терміну їх експлуатації.

*Основна частина.* У зниженні втрат важлива роль відводиться збиральній техніці, від ефективного і високопродуктивного використання якої багато в чому залежить доля врожаю. Відмови по технічних і технологічних неполадках в збиральний період приводять до значних простоїв агрегатів і, як наслідок, до втрат частини врожаю. Тому підвищення надійності техніки, яка використовується при збиранні, набуває величезного економічного значення.

З цією метою в господарствах Запорізької, Херсонської, Миколаївської областей і автономної республіки Крим впродовж ряду років проводилися спостереження, з повним хронометражем робочого дня, за роботою жниварок ЖВН-6У, ЖВН-6У-01-04 тих, що випускаються Бердянським заводом сільгоспмашинобудування. Вивчалися їх реальні потоки відмов і відновлення працездатності.

Характеристика парку жниварок, відібраних для спостережень і обстежень і загальні результати їх випробувань приведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Техніко-експлуатаційні показники роботи жниварок

Рік введення машин в експлуатацію	Кількість машин під спостереженням, шт.	Сезонне напрацювання		Кількість відмов на машину, одиниць	Середній наробіток на відмову, га
		га	у % до планового задання (+) (-)		
2004	11	167	- 24,5	23	7,3
2005	19	176	- 22,0	21	8,2
2006	17	182	- 17,5	22	8,3
2007	19	193	- 13,5	25	10,6
2008	20	260	+ 11,7	29	12,5
2009	18	342	+ 57,0	29	11,6

Аналіз даних таблиці 1 показує, що із збільшенням терміну служби («віку») машин, один з показників їх надійності (середній наробіток на відмову) знижується. Так, для машин першого – другого року експлуатації середній наробіток на відмову склало 11,6 і 12,5 га (рис. 1), а для машин п'ятого – шостого року експлуатації, відповідно 8,2 і 7,3 га. Чітко є видимим і тенденція до зменшення сезонного наробітку з урахуванням введення машин в експлуатацію. Так, середнє-сезонний наробіток по групі машин першого року експлуатації склало 342 га, а по групі введення в експлуатацію в 2004 році (шостий сезон роботи) – 167 га, тобто в два з гаком рази менше, ніж для машин першого року експлуатації.

Значну кількість відмов по жниварках першого і другого року експлуатації слід пояснити особливо (рис. 2). Велика кількість відмов по жниварках першого року експлуатації пояснюється тим, що в поча-

тковий період експлуатації жниварки виявляються відмови, що характеризують загальний рівень технічної культури виробництва. На заводі повне прироблення деталей, що труться, передбачене, а в умовах господарства, як правило, не проводиться експлуатаційна обкатка, метою якої є прироблення поверхонь, що труться, перевірка роботи вузлів і механізмів, виявлення випадкових дефектів (неповне затягування різьбових з'єднань, недоброякісна зварка, клепка, шплінтування, стопоріння, відсутність мастила в підшипниках або її підтікання і та інші). До другого року експлуатації усуваються, як правило, причини, що приводять до перерахованих типів відмов. Їх кількість різко зменшується, але накопичуються втомні явища, які вже до третього року експлуатації і надалі виявляються у вигляді відмов, що характеризують рівень надійності, систему технічного обслуговування і ремонту, що склалася, організацію зберігання жаток.

Як показав досвід роботи і результати хронометражних спостережень, найбільший вплив на вихід деталей з ладу надає: механічне зношування зв'язаних деталей, ударні навантаження (переміщення агрегату, при виконання технологічного процесу, уперек основної обробки ґрунту), невчасне і не завжди якісне виконання операцій по технічному обслуговуванню машин, порушення регулювань.

Пропонується, з урахуванням накопиченої інформації, за показниками надійності жниварок і з урахуванням «віку» оцінювати парк машин не по кількісному складу, а за показниками якості (потенційним можливостям парку машин).

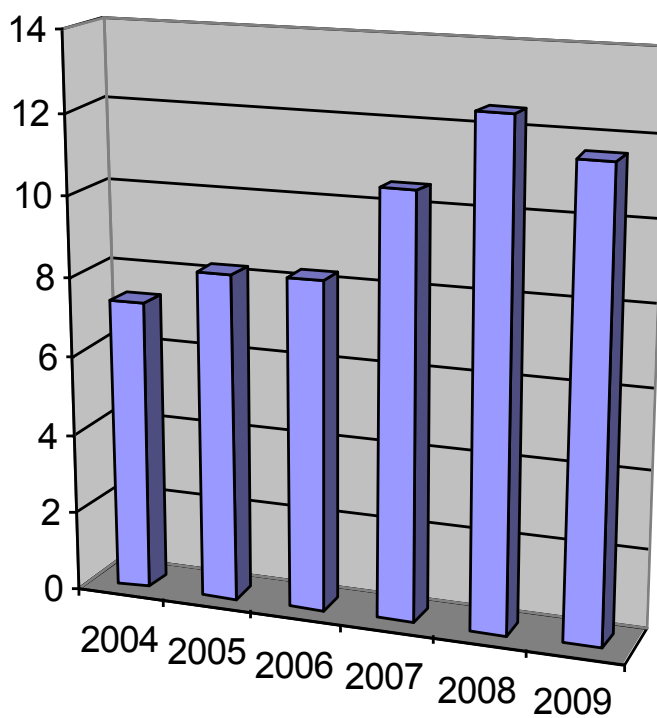


Рис.1. Наробіток на відмову, га/відмова.

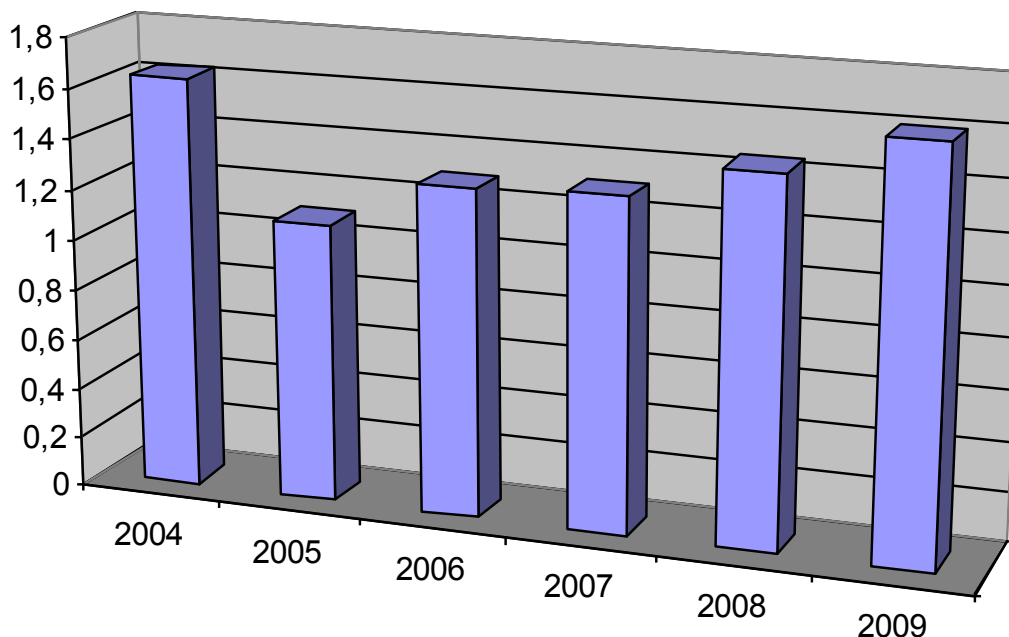


Рис. 2. Кількість відмов по групі жниварок на одну машину (1 – 6 років експлуатації).

В даний час в багатьох господарствах АПК при плануванні робіт по збиранню врожаю розрахунок потрібної кількості агрегатів проводиться без урахування їх «віку» і якісних характеристик. Таке планування слід визнати помилковим, оскільки запланована на збирання техніка з плановим завданням не справиться і частина робіт, природно, буде виконана за межами науково-обґрунтованих агротехнічних строків.

Із-за невчасного виконання робіт, добові втрати за сезон врожаю в степовій зоні України при врожайності 28ц/га складають 0,8823 ц/га [1].

Дослідженнями встановлено, що фактично виконаний за сезон об'єм робіт машинами різного року введення в експлуатацію істотно відрізняються від планових 200 – 220 га (таблиця 1).

Аналіз одержаних даних показав, що з плановим завданням справляються тільки жниварки першого і другого року введення в експлуатацію, чого не можна сказати про машини, які введені в експлуатацію раніше. По машинах цієї «вікової» групи спостерігається стійка тенденція до зменшення сезонного наробітку і зростання об'єму робіт, виконання якого слідує за встановленими агротехнічними термінами. Тому по складу кількості збиральних агрегатів ця особливість повинна бути врахована. Інакше неминучі втрати, величину яких можна визначити по виразу

$$\dot{I}_{a^3} = \dot{I}_a \cdot Q_{i^3}, \quad (1)$$

де  $\dot{I}_{a^3}$  - втрати за жниваркою і - го року експлуатації;

$\dot{I}_a$  - абсолютні добові втрати урожаю, ц/га;

$Q_{i^3}$  - об'єм робіт, що виконуються жнивним агрегатом і - го року експлуатації за межами встановлених агротехнічних термінів, га.

У свою чергу  $Q_{ін^3}$  може бути визначений по виразу

$$Q_{ін^3} = Q_i - Q_{\delta^3}, \quad (2)$$

де  $Q_i$  - планове напрацювання, га;

$Q_{\delta^3}$  - фактичне сезонне напрацювання жнивваркою і - го роки експлуатації, га.

Для жнивварки шостого року введення в експлуатацію

$$Q_{ін^6} = 220 - 167 = 53 \text{ га}.$$

Таким чином, втрати урожаю при використанні тільки однієї жнивварки шостого року експлуатації, складуть:

$$\dot{I}_{\epsilon^3} = 0,8823 \cdot 53 = 46,7 \text{ ц}.$$

Оцінюючи аналогічним чином парк жнивних машин, що залучаються до збиральних робіт, визначаються сумарні втрати в зерні, а з врахуванням закупівельних цін і грошові збитки господарства.

При розрахунку кількості необхідних жнивних агрегатів, для забезпечення своєчасного збирання зернових колосових культур, господарствами повинні враховуватися реальний рівень надійності жнивварок, що змінюється з «віком», щоб виключити можливі втрати врожаю із-за збільшення тривалості збиральних робіт. Ці «вікові» особливості машин повинні так бути враховані при нормуванні польових механізованих робіт, щоб якщо не повністю, то хоч би частково нівелювати різницю в оплаті праці при роботі на «старій» і «новій» техніці.

Встановлено також, що кількість відмов з технічних причин збільшується з підвищенням поступальної швидкості руху жнивних агрегатів, а також під час переходу машини в старшу «вікову» групу.

Пошукові теоретичні і експлуатаційні дослідження дозволили встановити вплив надійності жнивварок на величину сезонної наробітку [2]

$$W_{\text{н} \delta \zeta} = B_p \cdot V_p \cdot T_{\text{н} \delta \zeta} \cdot \frac{\mu}{\mu + \lambda}, \quad (3)$$

де  $T_{\text{сез}}$  – час роботи «ідеальної жнивварки» (жнивварка з коефіцієнтом готовності рівним одиниці) за сезон, год.;

$\frac{\mu}{\mu + \lambda}$  - середня частка часу виконання жнивваркою корисної роботи;

$\mu$  - інтенсивність відновлення;

$\lambda$  - інтенсивність відмов;

$B_p$  – робоча ширина захоплення, м;

$V_p$  - швидкість руху, км/ч.

Інтенсивність відмов визначається з виразу:

$$\lambda = \frac{0,1 \cdot B_p \cdot V_p}{W_{\text{н} \delta}}, \quad (4)$$

де  $W_{\text{н} \delta}$  – середнє напрацювання на відмову.

Величина, зворотна середньому часу усунення несправності ( $T_{всп}$ ), є інтенсивністю відновлення:

$$\mu = \frac{1}{\bar{O}_{\hat{a}\hat{n}\hat{d}}}. \quad (5)$$

Використовуючи набуте значення  $\mu$  і  $\lambda$  підставивши у формулу визначення сезонного напрацювання після нескладних перетворень алгебри одержимо:

$$W_{\hat{n}\hat{a}\hat{c}} = \frac{\bar{O}_{\hat{n}\hat{a}\hat{c}}}{\frac{\bar{O}_{\hat{a}\hat{n}\hat{d}}}{W_{\hat{n}\hat{d}}} + \frac{1}{0,1 \cdot \hat{A}_{\hat{d}} \cdot V_p}}, \quad (6)$$

Таким чином, фактична сезонний наробіток жнивних машин залежить від загальновідомих чинників (швидкості руху, ширини захоплення і чинника часу), а також показників надійності: середнього часу відновлення, працездатності, середнього наробітку на відмову. Останні показники при розрахунках фактичної продуктивності і наробітку збиральних агрегатів не враховується, що нами вже наголошувалося вище, приводить до завищення розрахунковій продуктивності збиральних агрегатів і оцінці у визначенні потрібної їх кількості для виконання робіт в науково-обґрунтовані терміни.

Рішення залежності (графоаналітичним методом) дозволяє встановити характер її залежності від параметра  $W_{\hat{n}\hat{d}}$  та визначити ту доцільну межу надійності до якого необхідно прагнути при створенні нових або модернізації тих, що серійно випускаються жаток (рис. 3). З певного значення по показнику  $W_{\hat{n}\hat{d}}$  крива починає асиміотически наближатися до вироблення «ідеальної машини», машині з коефіцієнтом готовності рівним одиниці.

*Висновки.* У нашому конкретному випадку, для жниварок ЖВН-6У, ЖВН -6У-01-04, що працюють із швидкістю руху до 10 км/ч показник надійності, середній наробіток між відмовами повинен бути рівним 20 га, щоб добитися виходу на рівень готовності 0,96 (до сучасних вимог по рівню готовності для сільськогосподарській техніці).

У разі збільшення поступальної швидкості до 13 км/ч середній наробіток між відмовами повинен бути рівним 24 га для забезпечення того ж рівня готовності.

Вирішуючи у кожному конкретному випадку питання надійності необхідно чітко визначити економічно доцільні межі підвищення рівня надійності.

Отже, необхідні подальші комплексні теоретичні і експериментальні дослідження з метою підвищення рівня надійності сучасних жниварок до рівня світових стандартів, що забезпечує конкурентоспроможність вітчизняної продукції.

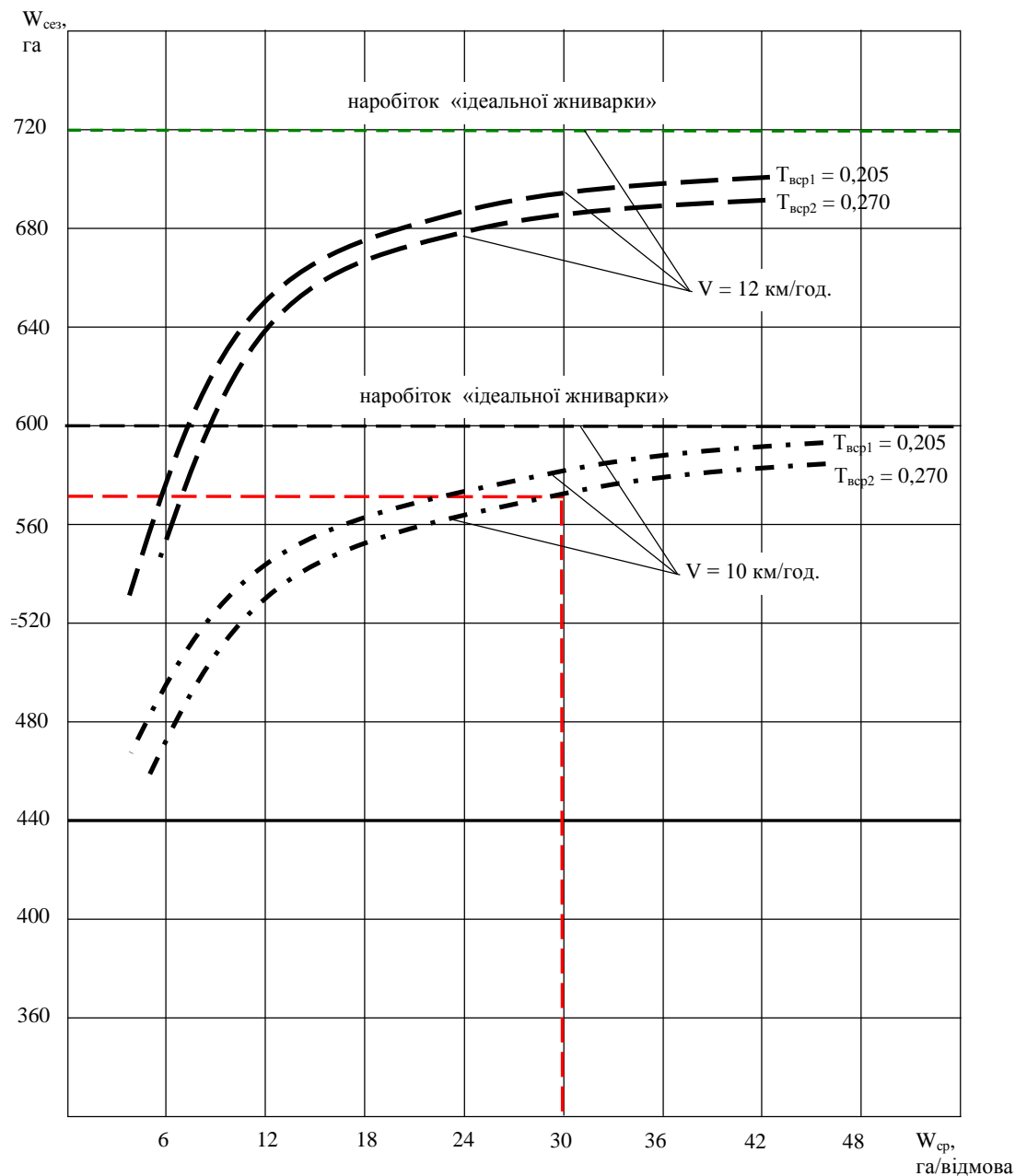


Рис. 3. Залежність сезонного наробітку жнивarki ЖВН-6У, ЖВН-6У-01-04 від величин наробітку на відмову:  $T_{сез} = 100$  год. – річний норматив в годинах;  $T_{вср1} = 0,205$  год. – час усунення відмов;  $T_{вср2} = 0,270$  год. – час усунення відмов з урахуванням пошуку та доставці запасних частин.

#### Література.

1. Хабатов Р.Ш. Эксплуатация машинно-тракторного парка при интенсивных технологиях производства. / Р.Ш. Хабатов. - М. : ТСХА, 1967. - 156 с.
2. Болтянський В.М. Исследования показателей эксплуатационной надежности работы жатвенных машин в зависимости от их возраста и скорости движения.: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня

канд. техн. наук : спец. 05.412 «Эксплуатация и ремонт сельскохозяйственных машин и орудий» / *В.М. Болтянский*; Всесоюзный сельскохозяйственный институт заочного образования. – Москва. 1971. – 25 с.

3. *Пресбытков П.Ф.* Безопасность уборочных агрегатов. / *П.Ф. Пресбытков, В.Ф Скобач.* –Л.: ВО «Агропромиздат» Ленинградское отделение, 1987. – 205 с.
4. ГОСТ 27.503-81. Надежность в технике. Система сбора и обработки информации. Методы оценок и показателей надежности. Введен 01.07.82. –М.: Изд-во стандартов, 1981. – 55 с.

### **ВЛИЯНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЖАТОК НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИХ РАБОТЫ**

Тарасенко В.В., Болтянский В.М., Шабала М.О., Митин В.М., Митков В.Б., Брагинец А.М.

#### *Аннотация*

**В статье приведенные результаты исследований влияния надежности жаток на эффективность их работы.**

### **INFLUENCE OF RELIABILITY OF REAPING-MACHINES ON EFFICIENCY OF THEIR WORK**

V. Tarasenko, V. Boltyansky, N. Shabala, V. Mitin,  
V. Mitkov, A. Braginez

#### *Summary*

**In the article the resulted results of researches of influencing of reliability of reaping-machines on efficiency of their work.**

УДК 637.134

## ДИСПЕРГАТОРИ ЗАМІННИКІВ ЦІЛЬНОГО МОЛОКА

Самойчук К.О., к.т.н.,

Серков П.О., магістр,<sup>1</sup>

Ковальов О.О., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-12-65

**Анотація** – проаналізовані конструкції апаратів для диспергування заміників молочного жиру при виробництві продуктів з комбінованим жировим складом і розроблена конструкція струменевого диспергатора з високою ефективністю та комбінованою дією.

**Ключові слова** – диспергування, струменевий диспергатор, заміники молока, емульгування.

*Постановка проблеми.* На продовольчому ринку активно розвивається виробництво продуктів з комбінованим жировим складом. Основна причина цього - недостатні об'єми виробництва молочної сировини, її велика вартість, що відображається і на вартості молочних продуктів для кінцевого користувача.

Останнім часом усе більше число виробників молочної продукції переходять на використання заміників молочного жиру (ЗМЖ).

Розглянемо деякі властивості молочного жиру:

- унікальний склад, який дуже потрібний харчовій промисловості;
- характерний присмак;
- плавиться при температурі близько 36 °С, при низьких температурах залишається твердим.

- висока міра дисперсності молочного жиру дозволяє легко засвоїтися молочному продукту в кишковоки людини.

Але у молочного жиру є і недоліки. Наприклад при регулярному вживанні продуктів на основі молочного жиру, найбільшим чином масла, у людини значно збільшується кількість холестерину в організмі, що може привести до різних захворювань серцево - судинної системи.

Розглянемо тепер заміники молочних жирів. Передусім ЗМЖ - це високоякісні спеціальні жири. Вони використовуються для часткової заміни молочного жиру в промисловому виробництві комбінованих масел, вершків, кисломолочних продуктів, сиру, сметани, молока,

---

<sup>1</sup> Науковий керівник к.т.н. Самойчук К.О.

© к.т.н., доц. Самойчук К.О., магістр Серков П.О., інженер Ковальов О.О.

морозива, а також в хлібопекарській і кондитерській промисловості. Замінники жиру, як стверджують більшість виробників, мають також унікальні переваги:

- відсутність сезонних коливань в постачаннях сировини;
- зручність при використанні;
- поліпшення поживних властивостей, відсутність холестерину, транс-ізомерів жирних кислот та ін.;
- можливість поєднання з тваринним жиром, з джерелами молочної сировини;
- можливість розробки нових видів молочної продукції;
- ЗМЖ виробляється за допомогою біотехнології і натуральних ферментів, що дозволяє зберегти в його складі життєво необхідні компоненти.

Для створення стабільних емульсій на основі молока та ЗМЖ використовують диспергатори (емульсори), які подрібнюють дисперсну фазу (жири) та рівномірно розподіляють її у дисперсійній фазі (зазвичай - знежирене молоко). Розмір часток жиру після диспергування 2-10 мкм [1].

*Аналіз останніх досліджень.* На сьогоднішній час не існує визначеної класифікації диспергаторів, тому для упорядкування цих машин пропонується класифікація машин для диспергування емульсій молочної промисловості за конструктивними ознаками і переважним принципом подрібнення дисперсної фази (рисунок 1).



Рис. 1. Класифікація диспергаторів.

Відцентрові диспергатори працюють за принципом відцентрових насосів, але на відміну від них, продукт під дією відцентрової сили на периферії колеса повинен пройти через вузьку щілину, тобто принцип дії не відрізняється від клапанних. Ефективність диспергації роторних диспергаторів не перевищує 35% [2]. Для її підвищення необхідно збільшити частоту обертання ротора, що викликає значні труднощі.

У пульсаційних пристроях для диспергації напруги зсуву, сили кавітації і інерції діють одночасно. Дія таких апаратів базується на принципі дискретно-імпульсного введення енергії. При цьому в оброблюваному середовищі виникають такі явища, як кавітація, акустичний тиск та пульсуючі мікропотоки, які призводять до появи значних градієнтів швидкостей та тиску.

Роторно-пульсаційний апарат циліндричного типу складається з двох нерухомих та розташованого між ними обертового циліндрів з виконаними у всіх трьох циліндрах суміщеними отворами прямокутної форми. Молоко всмоктується у робочу камеру під дією насосного ефекту та відцентровою силою відводиться з установки. Особливістю роторних диспергаторів є створення найбільшого градієнту швидкості серед відомих диспергаторів. Однак дисперговане в таких апаратах молоко відрізняється широким спектром розподілення жирових часток і має доволі великі частки жиру, що негативно впливає на виготовлення деяких видів продуктів [3].

В ударному пульсаційному диспергаторі продукт піддається послідовному впливу високого тиску та вакууму. Диспергуючий ефект в ударному диспергаторі досягається за рахунок послідовної дії: гідродудару, кавітації, вибухоподібного скипання та дії струменя. Зазначається, що визначальну роль у руйнуванні жирових часток молока при його обробці відіграють від'ємні пульсації потоку. Такі пульсації можуть бути ефективними опосередковано через механізм збудження кавітації, коли загальний тиск у робочій зоні апарата досягає величини, меншої за тиск насичення при певній температурі. Тому, що визначальними для диспергування у пульсаційних пристроях є градієнти тиску і швидкості у пульсуючих мікропотоках [4].

На основі принципів дискретно-імпульсного введення енергії запропонований метод вакуумної диспергації емульсій. Дія таких пристроїв ґрунтується на використанні ефекту адіабатного скипання молока у вакуумі. При цьому гідродинамічне дроблення жирових часток відбувається за рахунок динаміки парових пухирців, а також на основі кавітаційних ефектів та ефектів руйнування тонких рідинних плівок. У таких диспергаторах емульгування жирової фази може відбуватися у одній або двох послідовно розташованих вакуумних камерах.

Для створення кавітації широко застосовуються ультразвукові коливання (пружні механічні коливання частотою понад 20000 Гц). Для їх створення використовують електромеханічні (електромагнітні, магнітострикційні та п'єзоелектричні) і гідродинамічні пристрої. Розміри жирових часток помітно зменшуються тільки при достатній інтенсивності ультразвукових коливань (не менш  $0,3 \text{ Вт/см}^2$ ). Інтенсивність енергії, що підводиться, повинна бути трохи вище за поріг кавітації. Надмірне збільшення енергії не має сенсу, тому що призводить до зростання кількості кавітаційних пухирців, але не набагато змінює щільність енергії у зоні кавітації. Стосовно ультразвукової кавітації при енергії, нижчій за поріг кавітації, не спостерігається ефекту диспергації, а при більшій – ефект диспергування зростає дуже повільно.

Вихровий диспергатор складається з двох співвісних циліндричних камер різної висоти та діаметра. Молоко вводиться тангенціально у камеру більшого діаметра, закручується і виходить з камери меншого діаметра. Швидкість обертання рідини збільшується при переході з більшої камери у меншу. У центральній частині камери при обертанні виникає розрідження, куди спрямовується оточуюча рідина, потім знов утворюється розрідження при витіканні, тощо. Розробники вважають, що диспергація відбувається завдяки ультразвуку та кавітації за рахунок перепаду тиску на вході та виході з камер.

Електрогідролічні диспергатори працюють за рахунок потужних електричних розрядів струму високого напруження. У рідині можуть бути створені імпульсні надвисокі тиски (10000 МПа). Електрогідролічний удар у молоці викликає диспергування жирової фази, можливо, що змінюються й інші його складові частини. При дослідженні цього способу диспергування енергія одного удару складала від 300 до 900 Вт/с, кількість ударів – більше чотирьох. При обробці відбувається не тільки диспергування, але й коалесценція жирових часток, від переважаючого ефекту одного з цих процесів і залежить кінцевий результат обробки. Електрогідролічні пристрої для диспергування не знайшли розповсюдження у сучасній молочній промисловості.

Протитечійно - струменевий диспергатор складається з двох співвісно розташованих форсунок, куди під тиском нагнітається молоко. Для інтенсифікації процесу гомогенізатор може мати відбивач або роздільну подачу вершків і знежиреного молока. Диспергування жирової фази відбувається у емульгуючому каналі при зміні швидкості потоку (по типу клапанного) і при зіткненні струменів.

*Постановка завдання.* Отже існуючі апарати для диспергування мають низку недоліків, до числа котрих входить велика енергоємність, недостатня ступінь подрібнення жирової фази або розподілення її у об'ємі дисперсійного середовища.

Перспективними напрямками при виробництві дисперсних матеріалів є:

- розробка принципово нового покоління апаратів, в яких процес диспергування здійснюється в тонких або розріджених шарах для забезпечення найбільшої поверхні контакту між частками;
- можливість поєднання в одному апараті декількох процесів.

*Основна частина.* На наш погляд перспективним для вирішення багатьох завдань є використання струменевих диспергаторів. Їх застосування дозволяє істотно інтенсифікувати процес за рахунок зовнішнього підведення енергії. Крім того, в одному апараті можна поєднати одночасно проведення диспергування і дозування. Спроштуються можливість використання в струменевому змішувачі такого потужного способу інтенсифікації процесу, як рециркуляція.

Тому, подальша розробка струменевих диспергаторів для переробки дисперсних матеріалів, створення теорії і методики їх розрахунку є актуальним науковим завданням, що представляє великий практичний інтерес для харчових і ряду інших галузей народного господарства.

Значною мірою усунути недоліки існуючих диспергаторів дозволяє пристрій для диспергування молока, який здійснює попереднє подрібнення жирових часток при ежектуванні вершків у швидкісний потік, що дозволяє знизити швидкість зіткнення струменів при основній диспергації, тим самим знижуючи енерговитрати на процес диспергування, підвищити якість диспергування а також здійснювати процес нормалізації молока до певної жирності у пристрої для диспергації [5].

Схема диспергатора показана на рисунку 2. Потік знежиреного молока під тиском подають у форсунки 2, де проходячи крізь кільцеве звуження 3 кінетична енергія потоку знежиреного молока підвищується, а потенційна знижується до створення розрідження, що досягає максимального значення у місці найбільшого звуження 3 потоку, де крізь виконані канали 4 для у потік дисперсійної фази ежектується жирова фаза у необхідному об'ємі, тобто відбувається нормалізація емульсії за жирністю. За рахунок високого градієнту швидкості, що утворюється у місці найбільшого кільцевого звуження 3 відбувається подрібнення жирових часток молока. При зіткненні струменів молока відбувається остаточне подрібнення жирових часток та їх рівномірний розподіл по об'єму продукту, тобто диспергування продукту.

*Висновки.* Проаналізувавши пристрої для диспергування та створення емульсій на основі молочного жиру можна стверджувати, що існуючі апарати потребують вдосконалення або заміни їх на нові, більш ефективні та менш енергоємні.

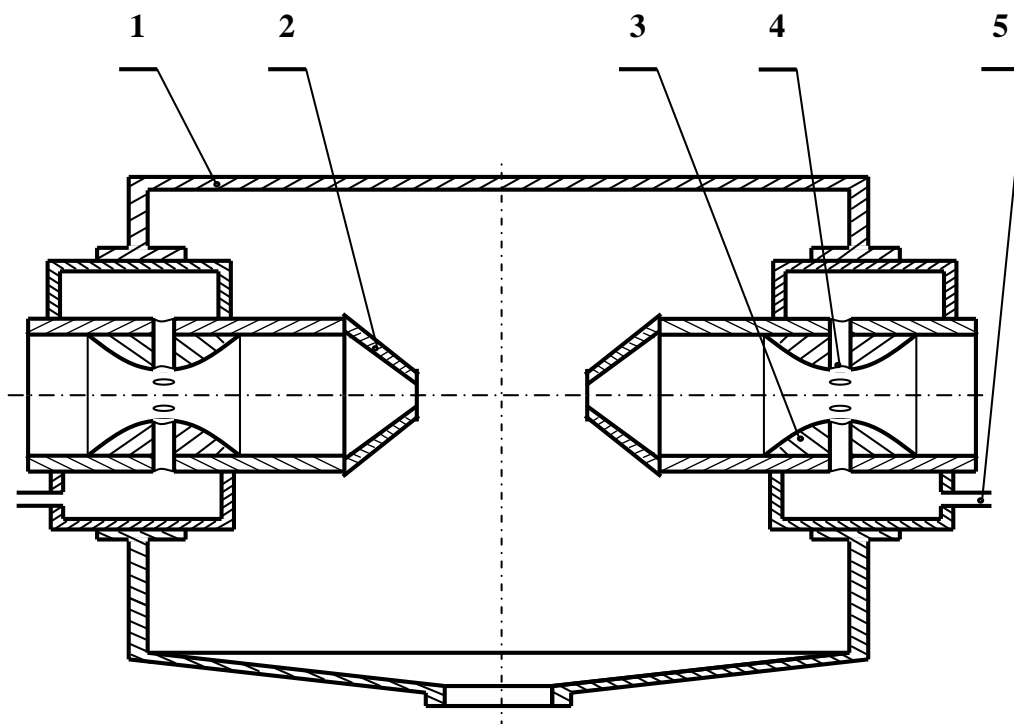


Рис. 2. Пристрій для диспергування молока: 1 – камера; 2 – форсунки; 3 – звуження потоку; 4 – канали подачі жиру; 5 – подача жирової фази.

В результаті проведених аналітичних досліджень запропоновано конструкцію струменевого диспергатора, що дозволяє: здійснювати процес в тонких або розріджених шарах при забезпечення найбільшої поверхні контакту між частками; поєднувати в одному апараті декілька процесів (дозування, диспергування тощо); руйнувати конгломерати часток компонентів, використовувати рециркуляцію. Такі переваги дають можливість зробити процес приготування молочних продуктів з комбінованим жировим складом на основі ЗМЖ більш ефективним та економічним.

#### *Література.*

1. Фролов С.В. Механизм гомогенизации применительно к молочнорастительным смесям/ С.В. Фролов, Т.П. Арсентьева, В.Е. Куцакова// Хранение и переработка сельхозсырья. – 2001. – №8 – С. 11–14.
2. Бродский Ю.А. Чем заменить молочный жир? / Ю.А. Бродский, В.Г. Гудрик // Переработка молока. – 2004. – №2. – С.18–19.
3. Телеснин А.Б. Диспергирование в жидкости в технологических процессах агропромышленного комплекса: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук.: 05.20.01 "Механизация сельскохозяйственного производства"М. ВАСХНИЛ, ВИЭСХ, 1990. – 39с.

4. Роторно–импульсный аппарат. Дробление включений дисперсной фазы // Промышленная теплотехника. –1999. – 21. № 2–3. – С. 5–6.
5. Пат. 36069, Україна, МКИ5 А 01 J 11/00. Пристрій для гомогенізації / , О.В. Гвоздєв, К.О. Самойчук Ф.Ю. Ялпачик ; заявитель и патентообладатель Таврійська державна агротехнічна академія. – № 200806589 ; заявл. 15.05.2008; опубл. 10.10.2008. Бюл. № 19.

## **ДИСПЕРГАТОРИ ЗАМЕНИТЕЛЕЙ ЦЕЛЬНОГО МОЛОКА**

Самойчук К.О., Серков П.О., Ковалёв А.А.

### *Аннотация*

**Проанализированы конструкции аппаратов для диспергирования заменителей молочного жира при производстве продуктов с комбинированным жировым составом и разработана конструкция струйного диспергатора с высокой эффективностью и комбинированной действием.**

## **DISPERGATOR OF SUBSTITUTES OF FULL-MILK**

K. Samoichuk, P. Serkov, A. Kovalov

### *Summary*

**The constructions of vehicles for dispergating of substitutes of suckling fat at the production of foods with the combined fatty composition is analysed and the construction of stream dispergator with high efficiency and combined by an action is worked out.**

УДК.631.312.68

## КОНСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ОРГАНУ ВИКОПУВАЛЬНОГО ПЛУГА

Кольцов М. П., к.с.-г.н.,

Тарасенко В.В., д.т.н.,

Кувачов В.П., к.т.н.,

Матковський О. І., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619)42-21-32

**Анотація** – У статті надається обґрунтування складу конструктивних параметрів робочого органу викопувального плуга для викопування саджанців плодових культур.

**Ключові слова** – викопування саджанців, конструктивні параметри, викопувальний плуг.

*Постановка проблеми.* До трудомістких і енергоємних процесів належить викопування і вибірка саджанців плодових культур. Плуги які використовують дозволяють механізувати операцію викопування, а подальше вибирання саджанців виконується вручну і не забезпечує умови праці за показниками важкості трудового процесу [1]. Ускладнює цей процес умови різання, які потрібно забезпечити для різних за технологічними властивостями об'єктів: кореневої системи саджанця і ґрунту. Конструктивні схеми викопувальних плугів відображають різні технологічні підходи у здійсненні операцій викопування, але мають не достатнє обґрунтування параметрів окремих елементів робочих органів. Потребує визначення параметрів форми та положення робочих органів, які забезпечують якість отриманої продукції і зменшують затрати енергії на процес викопування посадкового матеріалу.

*Аналіз останніх досліджень.* Форма робочого органу повинна відповідати вимогам раціональності з умов реалізації різних способів дії на ґрунт в якому розташована коренева система рослини. На вибір форми впливають розмірні характеристики як кореневої системи так наземної частини саджанця.

Підставою для обґрунтування форми у дослідженнях [2] було вивчення ширини ряду рослин малини, а також розташування в ґрунті кореневої системи смородини, плодових культур за якими запропонована ширина робочого органу у формі півкола в межах від 0,55 до 0,7 м.

Експериментально встановлено [3], що при ширині лемеша 0,4 м

і глибині викопування саджанців 0,35 м для різних саджанців буде вилучено від 68 до 79% кореневої системи, при ширині 0,6 м - від 75 до 86%.

Проведені експериментальні дослідження [4] для вивчення впливу виду форми робочого органу у вигляді викопувальної скоби і її положення (кут нахилу днища до горизонталі) на зусилля різання і бічний стиск ґрунту з кореневою системою саджанця всередині скоби при викопуванні дерев для подальшої пересадки. Досліджувались п'ять масштабних моделей (рис. 1) для визначення зусиль різання. Критерієм раціональності конструкції було прийнято питоме зусилля різання, найменшим воно було для моделей 1 і 5. Слід зазначити, що для моделі 5 питомий опір має тенденцію зниження до кутів від 4 до 5°, потім збільшується по пологій кривизні, для досліджуваних кутів нахилу днища.

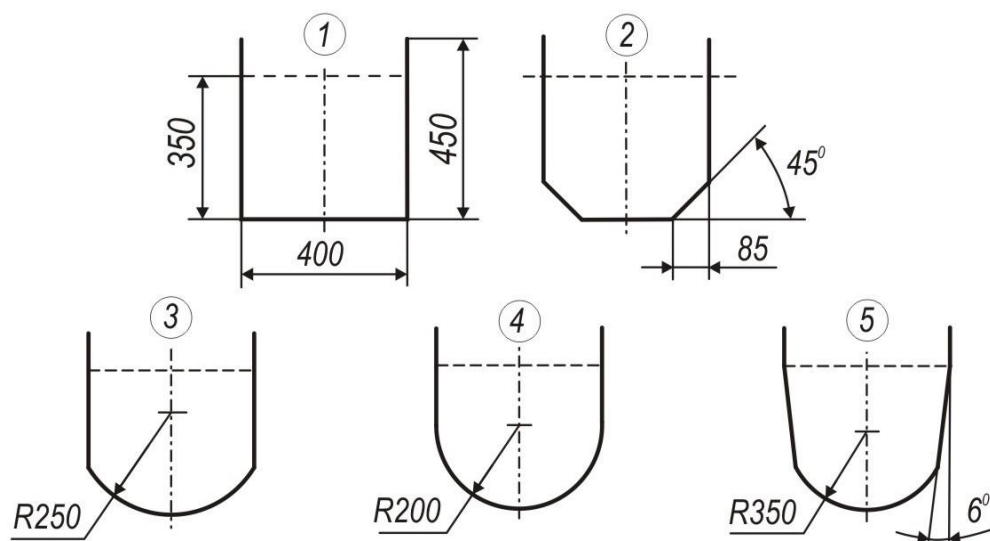


Рис. 1. Схеми форм масштабних моделей викопувальних скоб [4].

Для вирішення завдань обґрунтування технологічних схем, конструктивних оптимальних параметрів робочих органів з метою інтенсифікації дії на відокремленій ґрунт з кореневою системою саджанця пропонується конструктивна схема викопувального плуга, яка включає скобу 1 напівкруглого поперечного перерізу зі встановленими на ній пластинчастими розпушувачами 2 і розпушувально – сепарувальну решітку 3, які утворюють робочу поверхню з повздовжнім профілем у вигляді увігнуто - опуклої кривої [5]. Радіус увігнутої частини повздовжнього профілю скоби дорівнює 0,6 глибини викопування, кут різання прийнято  $\alpha = 7 - 10^\circ$ , кут встановлення розпушувачів  $\alpha_p = 35^\circ$  з умов забезпечення переміщення ґрунту з саджанцями. Остаточне руйнування і сепарація кореневої системи здійснюється коливаючою решіткою яка приводиться в дію від кривошипно – шатунного механізму 4.

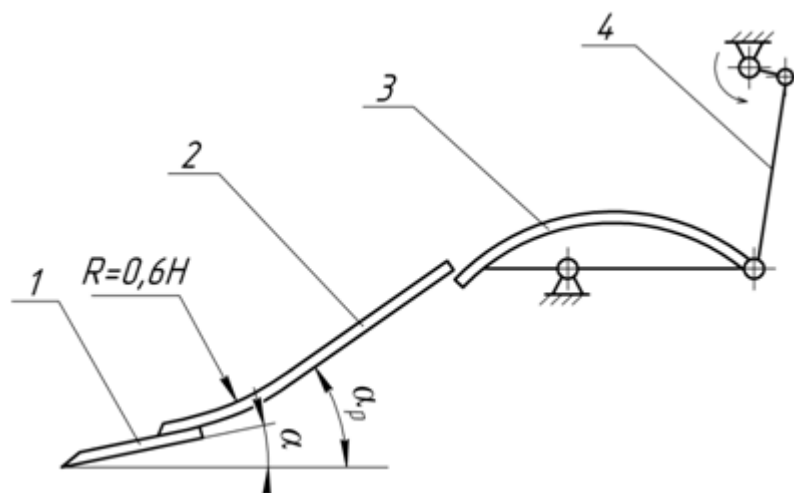


Рис. 2. Повздожній профіль викопувальної скоби [5].

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Обґрунтувати склад конструктивних параметрів робочого органу викопувального плуга які визначають його функціональність.

*Основна частина* Процес викопування саджанців викопувальними плугами можна поділити умовно на окремі технологічні операції, які можуть бути наступними:

- а) різання кореневої системи саджанця у ґрунтовому масиві;
- б) руйнування зв'язків коренів з ґрунтом та зв'язків між ґрунтовими агрегатами;
- в) руйнування ґрунту, транспортування та сепарація кореневої системи саджанця;
- г) вибірка саджанців і розміщення саджанців на поверхні борозни.

Остання операція може не виконуватись у разі повної сепарація кореневої системи саджанця. Замість вибірки виконується збір саджанців з поверхні борозни.

З огляду на попередні технічні рішення, які наведені в роботах [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10] щодо конструктивних форм робочих органів викопувальних, чизельних плугів та землерийних машин можна скласти перелік їх параметрів форми та положення, які визначають ефективність процесів, що ними виконуються. Зробимо це для робочого органу викопувального плуга, враховуючі параметри функціонально подібних елементів робочих органів ґрунтообробних та землерийних машин. Поперечний профіль форми робочого органу виберемо у вигляді частини кола, який знайшов використання в викопувальних, чизельних плугах [2, 3, 4, 5] та землерийних машин [6, 7, 8, 9, 10].

Розглянемо склад параметрів на прикладі схеми, яка наведена на рисунку 3.

Робочий орган складається з лемеша 1, стояку 2, ножа 3, розпушувача 4, які можна задати через параметри форми. Параметри робочого органу характеризуються довжиною  $L$ , висотою  $H$ , шириною  $B$ .

Леміш має склад параметрів:  $b_{л}$  – ширина лемеша,  $l_{л}$  – довжина лемеша,  $l_{л.л.}$  – довжина леза лемеша,  $s_{л}$  – товщина лемеша,  $t_{л}$  – товщина леза лемеша,  $\varepsilon_{л}$  – кут нижнього (верхнього, симетричного) загострення леза лемеша,  $r$  – параметр кривизни лемеша (радіус лемеша).

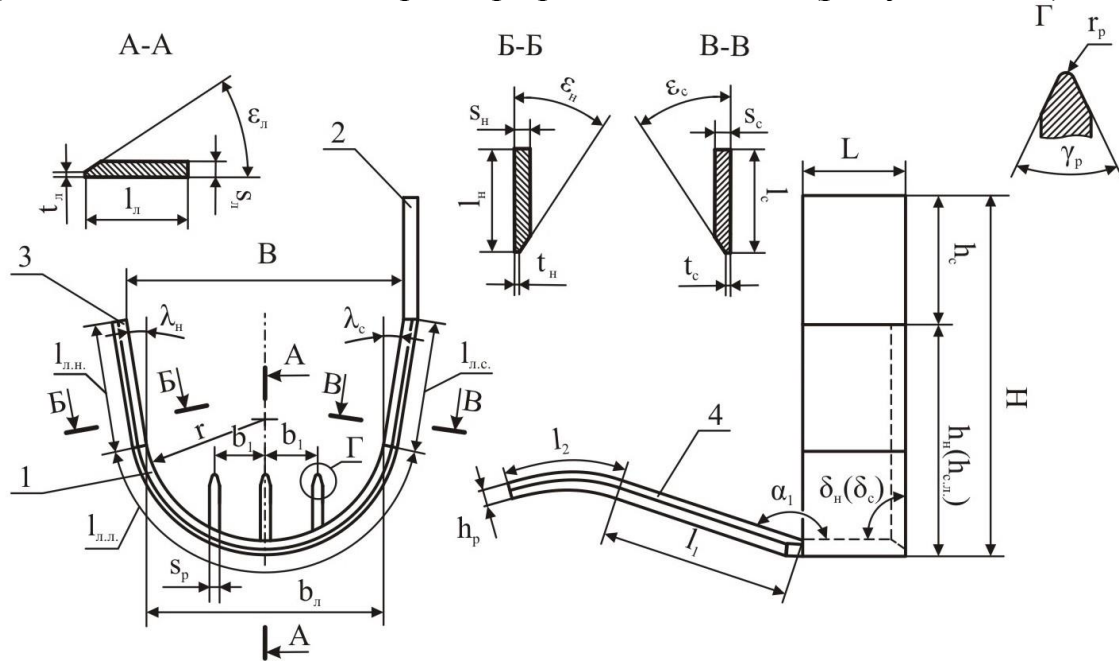


Рис. 3. Параметри форми робочого органу викопувального плуга.

Стійку можна задати такими параметрами:  $l_{л.с.}$  – довжина леза ріжучої частини стійки,  $l_{с}$  – довжина ріжучої частини стійки,  $h_{с.л.}$  – висота стійки з лезом,  $h_{с}$  – висота стійки над поверхнею ґрунту,  $s_{с}$  – товщина ріжучої частини стійки,  $t_{с}$  – товщина леза ріжучої частини стійки  $\varepsilon_{с}$  – кут зовнішнього (верхнього, симетричного) загострення ріжучої частини стійки,  $\lambda_{с}$  – кут нахилу ріжучої частини стійки до вертикалі в поперечній площині до напрямку руху,  $\delta_{с}$  – кут між лезом ріжучої частини стійки й поверхнею лемеша у вертикальній площині паралельній напрямку руху.

Ніж виконує функцію різання тому параметри наступні:  $l_{н}$  – довжина ножа,  $h_{н}$  – висота ножа,  $l_{л.н.}$  – довжина леза ножа,  $s_{н}$  – товщина ножа,  $t_{н}$  – товщина леза ножа,  $\varepsilon_{н}$  – кут зовнішнього (внутрішнього, симетричного) загострення ножа,  $\lambda_{н}$  – кут нахилу ножа до вертикалі в поперечній площині до напрямку руху робочого органу,  $\delta_{н}$  – кут між лезом ножа й поверхнею лемеша в площині паралельній напрямку руху робочого органу.

Розпушувач, дія якого забезпечує виділення кореневої системи з ґрунту для даної конструкції визначається параметрами:  $\alpha_1$  – кут установки робочої поверхні розпушувача до площини лемеша в площині паралельній напрямку руху робочого органу,  $l_1$ ,  $l_2$  – довжина ділянок поздовжнього профілю розпушувачів,  $h_{п}$  – висота розпушувача,  $b_1$  –

відстань між розпушувачами,  $s_p$  – ширина розпушувача,  $r_p$  – радіус округлення розпушувача,  $\gamma_p$  – кут розпушування.

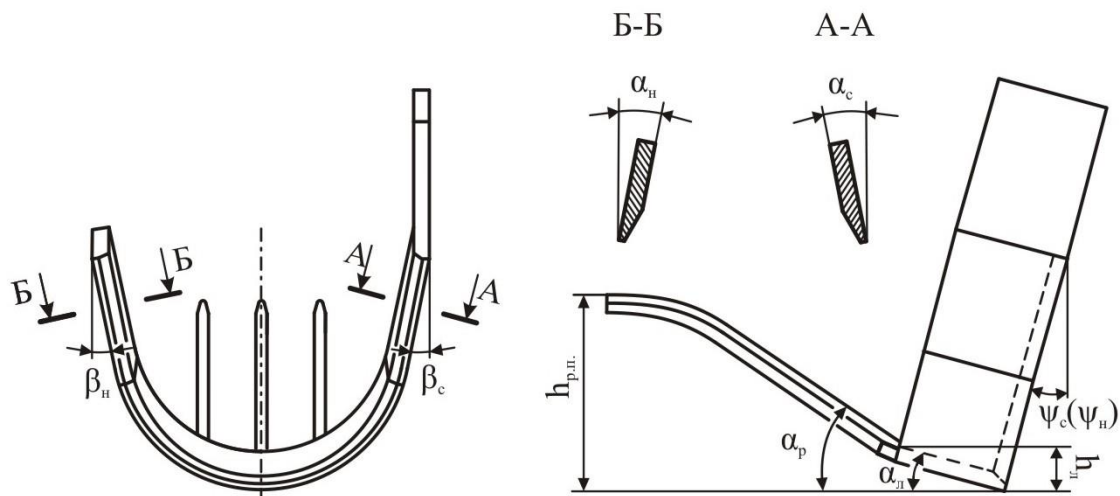


Рис. 4. Параметри положення робочого органу викопувального плуга.

Параметри положення повинні бути оптимальними з умов забезпечення функціональності структурних елементів робочого органу. На прикладі наведеного робочого органу параметри положення такі:  $\alpha_{л}$  – кут різання лемеша,  $\alpha_c$  – кут різання стійки,  $\alpha_n$  – кут різання ножа,  $\beta_c$  – кут установки стійки до вертикалі в площині перпендикулярній напрямку руху робочого органу,  $\beta_n$  – кут установки ножа до вертикалі в площині перпендикулярній напрямку руху робочого органу,  $\psi_n$  – кут установки леза ножа до вертикалі в площині паралельній напрямку руху робочого органу,  $\psi_c$  – кут установки леза стійки до вертикалі в площині паралельній напрямку руху робочого органу,  $h_{л}$  – висота положення задньої крайки поверхні лемеша щодо дна прорізу,  $\alpha_p$  – кут кришення розпушувача,  $h_{р.п.}$  – висота положення задньої крайки розпушувача від дна прорізу.

З'ясуємо які параметри будуть впливати на здійснення операцій технологічної схеми процесу викопування та вибірки саджанців (таблиця 1).

Таблиця 1

Конструктивні параметри робочого органу

Технологічні операції	Параметри форми	Параметри положення
1	2	3
Різання кореневої системи саджанця у ґрунтовому масиві	$B, h_n, h_{с.л.}, b_{л.}, r, \lambda_n, \lambda_c, l_{л.н.}, l_{л.с.}, l_{л.л.}, r, \lambda_c, \lambda_n, l_{л.л.}, t_{л.}, t_n, t_c, l_{л.}, l_c, l_n, s_{л.}, s_c, s_n, \varepsilon_{л.}, \varepsilon_c, \varepsilon_n, \delta_n, L$	$\alpha_{л.}, \alpha_c, \alpha_n, \beta_c, \beta_n, \psi_n, \psi_c,$

продовження таблиці 1.

1	2	3
Руйнування зв'язків коренів з ґрунтом та зв'язків між ґрунтовими агрегатами	$\lambda_c, \lambda_n, l_l, l_c, l_n,$	$h_l, \alpha_l, \lambda_c, \lambda_n$
Руйнування ґрунту, транспортування та сепарація кореневої системи саджанця	$\alpha_1, l_1, l_2, b_1, s_p, r_p, h_p, \gamma_p, s_p$	$\alpha_p, h_{p.п.}$
Вибірка саджанців і розміщення саджанців на поверхні борозни		$h_{p.п.}$

Параметри робочого органу, які визначають його конструктивне рішення потребують обґрунтування їх значень для забезпечення функціональності плуга.

*Висновки.* Розглянуто склад параметрів для запропонованої конструктивної схеми робочого органу викопувального плуга, які визначають його функціональність під час здійснення викопування і вибірки саджанців.

За ходом виконання технологічної схеми процесу викопування з'ясовані параметри форми та положення робочого органу, які забезпечують його виконання і дозволять в подальших дослідженнях визначити раціональні межі їх значень.

#### *Література.*

1. МОЗ України Наказ № 528 від 27.12.2001 «Про затвердження Гігієнічної класифікації праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» «Класи умов праці за показниками важкості трудового процесу»
2. *Илюхин В. В.* Изыскания и исследования рабочих органов для выкопки саженцев плодовых культур и ягодных кустарников.: дис... канд. техн. наук : 05.20.01 / *В. В. Илюхин* — М : [б. в.], 1980. — 180 с.,
3. *Клиновой С. И.* Обоснование технологического процесса выкопки саженцев и параметров вибрационного копателя : автореф. дис. канд. техн. наук./ *С.И.Клиновой* — М.: [б. в.],1993. — 25 с.
4. *Грушанский О. А.* Исследование технологии и обоснование параметров рабочего органа машины для пересадки крупномерных деревьев с комом земли : автореф. дис. на получение наук. степени канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механизация сельскохозяйствен-

- ного производства» / *О. А. Грушанский*; Украинский госуд. агр. ун-т. — Киев : [б. в.], 1994. — 29 с.
5. *Фришев С. Г.* Обоснование и разработка технологического комплекса машин для возделывания посадочного материала плодовых культур: дис... док. техн. наук : 05.20.01 / *С. Г. Фришев* — К : [б. в.], 1998. — 296 с.
  6. *Домбровский Н. Г.* Экскаваторы / *Н. Г. Домбровский*. — М.: Машиностроение, 1969. — 320 с.
  7. *Зеленин А. Н.* Основы разрушения грунтов механическими способами / *А. Н. Зеленин*. — М.: Машиностроение, 1968. — 376 с.
  8. *Ветров Ю. А.* Резание грунтов землеройными машинами / *Ю. А. Ветров*. — М.: Машиностроение, 1971. — 360 с.
  9. *Баловнев В. И.* Физическое моделирование резание грунтов / *В. И. Баловнев*. — М.: Машиностроение, 1969. — 160 с.
  10. *Федоров Д. И.* Рабочие органы землеройных машин / *Д. И. Федоров*. — М.: Машиностроение, 1977 — 288 с.

## **КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ОРГАНА ВЫКОПОЧНОГО ПЛУГА**

Кольцов Н. П., Тарасенко В.В., Кувачов В.П., Матковский А. И.

### *Аннотация*

**В статье приводится обоснование состава конструктивных параметров рабочего органа выкопочного плуга для выкапывания саженцев плодовых культур**

## **STRUCTURAL PARAMETERS OF DIGGER WORKING PART**

M. Kol'tsov, V. Tarasenko, V. Kuvachov, A. Matkovskiy

### *Summary*

**Structural parameters of digger workings part for excavation of nursery transplants of fruit cultures have been proposed in the article.**

УДК 51-74:62-97

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ МАТЕРІАЛУ

Братішко В.В. , к.т.н.,  
ННЦ “ІМЕСГ”

Мілько Д.О. , к.т.н.,  
Таврійський державний агротехнологічний університет  
Тел. (0619) 42-05-70

**Анотація** - в статті наведено результати теоретичних досліджень процесу очищення матеріалів від домішок та забруднень. Отримано узагальнюючу математичну модель процесу очищення, що характеризує зміну маси матеріалу в процесі очищення та час очищення матеріалу до заданих параметрів якості.

**Ключові слова** – техніка, технологія, виробництво, продукція, якість, оптимізація.

*Постановка проблеми.* Дослідження процесів очищення матеріалів з метою обґрунтування раціональних параметрів виконання робочих процесів є актуальною задачею, спрямованою на підвищення ефективності процесів очищення за рахунок скорочення витрат часу та енергії на робочий процес.

*Аналіз попередніх досліджень.* В результаті досліджень процесу видалення вологи з матеріалу при витискуванні автори [1] прийшли до висновку, що цей процес можна описати показниковою функцією типу:

$$W - W_{\tau} = A + 10^{-B\tau}, \quad (1)$$

де  $W - W_{\tau}$  – зміна вологості в процесі видалення, %;  
 $A, B$  – емпіричні коефіцієнти  
 $\tau$  – час, с.

Залежності такого типу достовірно описують характер виконання робочого процесу, коли інтенсивність зміни визначного показника (у даному випадку – вологості) зменшується із часом.

Проте, недоліком показникової функції (1) є її основа у вигляді числа 10, що може становити деякі незручності при можливих математичних перетвореннях (диференціювання, інтегрування). З огляду на це зручнішою є експоненціальна показникова функція з основою  $e$ .

Так, автори [2] при аналізі процесу сумішоутворення для опису процесу пропонують використовувати вираз центрального абсолютного моменту статистичної щільності розподілення фізичної щільності компонентів суміші в досліджуваному об'ємі у вигляді:

$$S = p + (S_{\max} - p)e^{-kx}, \quad (2)$$

де  $p$ ,  $k$  – деякі постійні, що характеризують процес змішування та залежать від фізико-механічних параметрів компонентів суміші та конструкції змішувача

$S_{\max}$  – показник якості змішування, максимальне задане значення центрального абсолютного моменту статистичної щільності розподілення фізичної щільності компонентів суміші в досліджуваному об'ємі;

$x$  – показник загального поточного руху суміші у змішувачі, що характеризує сумарну міру впливу змішувача на компоненти суміші.

*Основна частина.* Отже, накопичений емпіричний досвід свідчить, що процес очищення багатьох матеріалів від домішок [2], сушіння [3], зневоднення [1], в загальному вигляді можливо описати експоненціальним законом:

$$m = a + be^{-ct}, \quad (3)$$

де  $m$  – маса, кг;

$a, b, c$  – коефіцієнти;

$t$  – час, с.

Тобто, інтенсивність очищення – зміна маси матеріалу в процесі виконання робочого процесу – зменшується зі збільшенням часу виконання робочого процесу.

З аналізу залежності (3) видно, що за фізичним змістом коефіціє-

ент  $a$  являє собою масу чистого матеріалу, коефіцієнт  $b$  – масу домішок, забруднень. Емпіричним коефіцієнтом  $c$ , який є складовою залежності (3) і залежить від конкретних умов та параметрів виконання робочого процесу, визначається вплив фізико-механічних властивостей матеріалу, режимів очищення, конструкційних параметрів робочих органів тощо. Причому коефіцієнти  $a$  та  $b$  мають розмірність у кг, коефіцієнт  $c$  у  $c^{-1}$ , а співвідношення  $k_m = a/(a+b)$  характеризує початковий стан чистоти матеріалу (рис.1).

Очевидно, що з огляду на зниження інтенсивності видалення забруднень з часом виконання робочого процесу за експоненціальним законом, економічно виправданим є обмеження тривалості робочого процесу до моменту досягнення задовільного ступеня очищення матеріалу.

І, якщо прийняти припущення, що при виконанні робочого процесу не відбувається втрат матеріалу, залежність (3) можемо записати у наступному вигляді:

$$m = (a + m_q) + (b - m_q)e^{-ct}, \quad (4)$$

де  $m_q$  – допустимий вміст домішок в очищеному матеріалі,  $m_q \in [0; b]$ , кг.

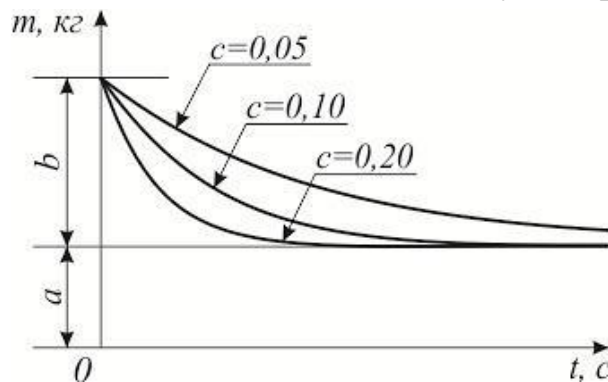


Рис.1. Характер зміни маси матеріалу в процесі очищення в залежності від його тривалості.

Із використанням коефіцієнту якості очищення  $k_q = m_q/a$ , що за своєю фізичною суттю є відносним вмістом домішок та забруднень у матеріалі, залежність (4) запишеться як:

$$m = a(1 + k_q) + (b - ak_q)e^{-ct}. \quad (5)$$

Залежність (4) графічно відображено на рис. 2.

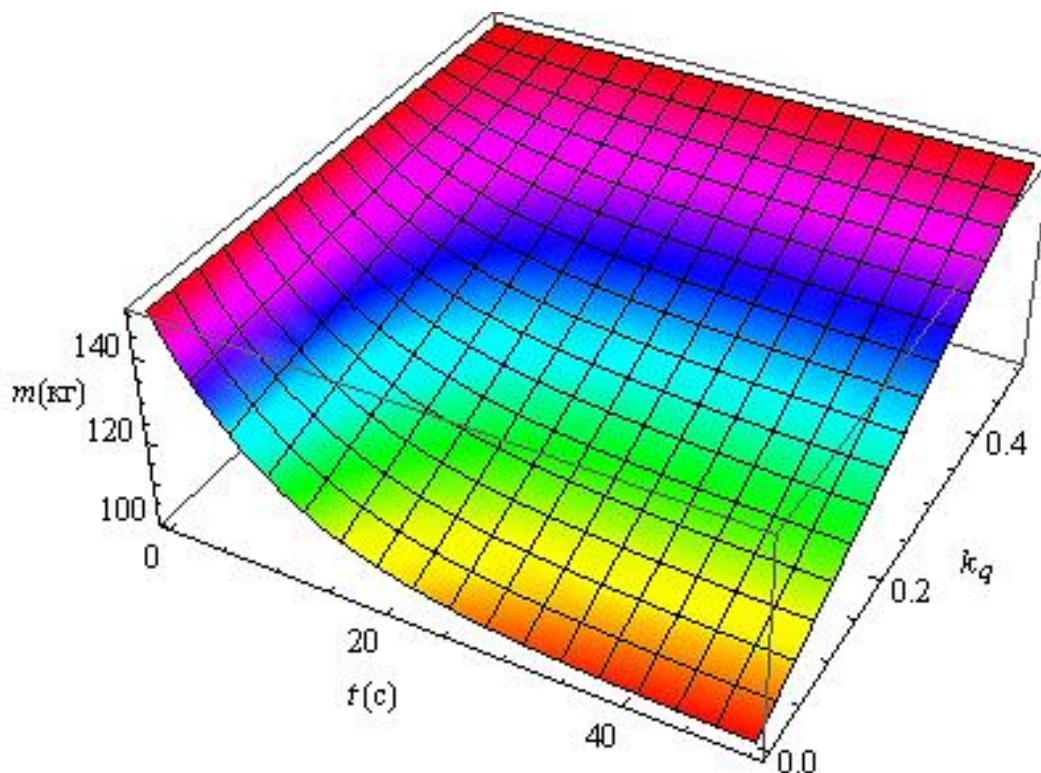


Рис. 2. Характер впливу часу очищення та коефіцієнту якості очищення на зміну масу матеріалу в процесі очищення за умов:  $a = 100$  кг,  $b = 50$  кг,  $c = 0,1$ .

Із використанням залежності (5) нескладно записати вираз часу виконання робочого процесу очищення матеріалу до заданої якості:

$$t = \frac{1}{c} \ln \left[ \frac{b - ak_q}{m - a(1 + k_q)} \right] \quad (6)$$

Залежність (6) графічно відображено на рис. 3.

Для визначення поточного значення витрат енергії на процес очищення матеріалу із урахуванням заданої якості очищення запишемо вираз енергії  $A$ , Дж у загальному вигляді:

$$A = \varepsilon s [a(1 + k_q) + (b - ak_q)e^{-ct}], \quad (7)$$

де  $\varepsilon$  – прискорення, м/с<sup>2</sup>;

$s$  – швидкість переміщення робочого органу, м/с.

Вираз витрат енергії (7) можна записати як суму складових:

$$A = \varepsilon sa + \varepsilon sak_q + \varepsilon s(b - ak_q)e^{-ct}. \quad (8)$$

Із залежності (8) видно, що складові  $\varepsilon sa$  та  $\varepsilon sak_q$  характеризують витрати енергії на взаємодію робочих органів технічного засобу (зна-

ряддя) із масою умовно очищеного матеріалу з урахуванням допустимого рівня забрудненості.

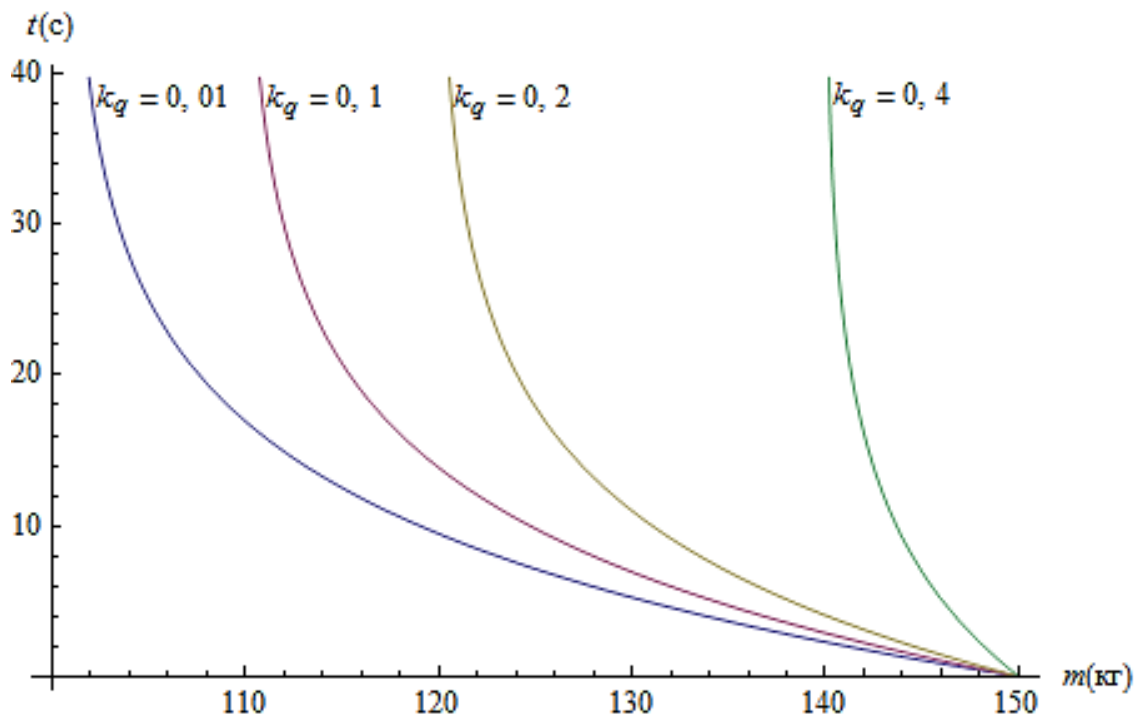


Рис. 3. Характер впливу маси матеріалу на час очищення матеріалу в залежності від коефіцієнту якості очищення за умов:  $a = 100$  кг,  $b = 50$  кг,  $c = 0,1$ .

Складова залежності (8)  $\varepsilon s(b - ak_q)e^{-ct}$  характеризує зменшення витрат енергії на взаємодію робочих органів технічного засобу (знаряддя) із масою забруднень, яка зменшується в процесі очищення.

Так, наприклад, за умови відсутності забруднень у вихідному матеріалі, тобто при  $b=0$  так  $k_q=0$ , енергія (8) буде витрачатися лише на взаємодію з «чистим» матеріалом:

$$A = \varepsilon s a .$$

З огляду на це після деяких перетворень із залежності (8) можемо записати коефіцієнт, який характеризує зміну рівня витрат енергії в процесі очищення в залежності від поточного рівня забрудненості матеріалу:

$$k_A = \frac{(b - ak_q)e^{-ct}}{a + ak_q + (b - ak_q)e^{-ct}} . \quad (9)$$

Значення коефіцієнту  $k_A$  змінюються від 0 до 1 в залежності від ступеню забрудненості матеріалу, причому значенню  $k_A = 1$  відповідає умовний стан абсолютної забрудненості матеріалу (вміст забруд-

вень – 100%), а значенню  $k_A = 0$  – матеріал без забруднень.

Графічно залежність (9) відображено на рис. 4.

З аналізу залежностей (5) та (9) видно, що інтенсивність видалення забруднень зменшується із зростанням тривалості робочого процесу, що призводить до відповідного збільшення непродуктивних витрат енергії. Це свідчить про перевагу технічних засобів, що працюють на принципах поточності виконання робочого процесу, над порційними за показником питомої енергоємності змішування.

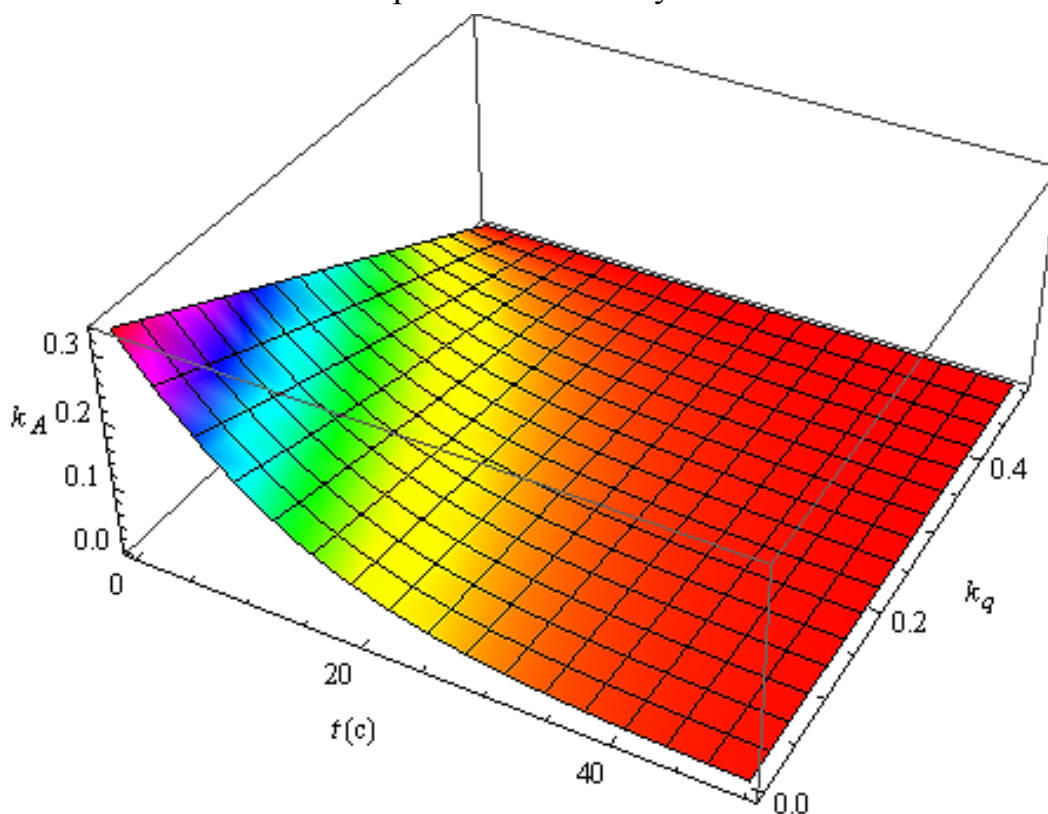


Рис. 4. Характер зміни коефіцієнта рівня витрат енергії на протязі процесу очищення в залежності від коефіцієнту якості очищення за умов  $a = 100$  кг,  $b = 50$  кг,  $c = 0,1$ .

Проінтегрував залежність (7) за часом можемо записати вираз сукупних витрат енергії за час виконання робочого процесу:

$$A_S = \varepsilon s \left[ at(1 + k_q) - \frac{(b - ak_q)e^{-ct}}{c} \right]. \quad (10)$$

Графічно залежність (10) відображено на рис. 5.

Отже, отримані залежності (5), (6), (7), (9) та (10), які сукупно складають математичну модель процесу очищення матеріалу від за-

бруднень та домішок, дають можливість визначити вплив основних параметрів процесу на зміну маси матеріалу в процесі очищення, час та витрати енергії на очищення з урахуванням заданої якості виконання процесу.

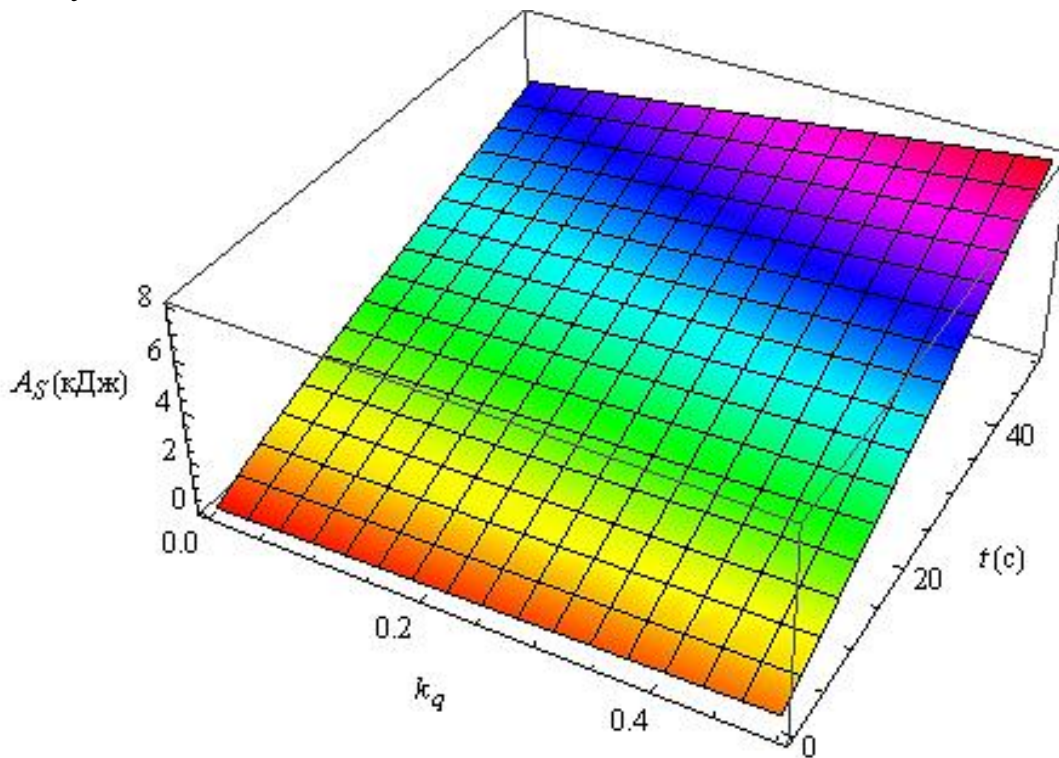


Рис. 5. Сукупні витрати енергії на процес очищення в залежності від часу та коефіцієнту якості очищення за умов  $a = 100$  кг,  $b = 50$  кг,  $c = 0,1$ ,  $s=1$  м,  $\varepsilon = 1$  м/с<sup>2</sup>.

Застосування отриманої математичної моделі дозволить підвищити ефективність процесів очищення матеріалів шляхом визначення раціональних значень витрат часу та потужності на очищення заданої маси матеріалу з відомим ступенем забрудненості.

Отримані залежності можуть бути застосовані й для аналізу інших процесів, що мають аналогічний характер, наприклад, сушіння деревини, змішування матеріалів тощо.

*Висновки.* В результаті досліджень отримана математична модель процесу очищення матеріалу від забруднень та домішок в загальному вигляді, яка дозволяє за заданим показником якості очищення та забрудненням вихідної сировини визначити раціональні значення витрат часу та енергії на процес очищення матеріалу.

*Література.*

1 Немзер А.Ю., Летин А.С. Расчет и конструирование машин для обезвоживания текстильных материалов. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1968. – 78 с.

2 Бунин М. В., Ничке В. В., Кириченко И. Г., Богомолов А. А. Создание и эксплуатация строительных машин при вариационном выборе технических решений. – Киев: УМК ВО, 1992. – 196 с.

ЗРасев А.И. Сушка древесины. Учебник для проф.-техн. училищ. – М.: Высшая школа, 1980. – 181 с.

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ОЧИСТКИ МАТЕРИАЛА**

Братишко В.В., Милько Д.О.

### *Аннотация*

**Статья посвящена теоретическому анализу процесса очистки материалов от загрязнений и примесей. Получена математическая модель процесса очистки в общем виде.**

## **A MATHEMATICAL MODEL OF THE MATERIAL CLEANING PROCESS**

V. Bratishko, D. Milko

### *Summary*

**The article presents the results of theoretical investigations of materials cleaning from admixtures and impurities. It was obtained generalized mathematical model of process of characterizing change the mass of material in the process of cleaning and the material cleaning to the specified quality parameters.**

УДК 631.33:631.51:633.3

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СІВАЛКИ-РІЗАКА**

Баєв І. В., к.т.н.,  
Федоренко В.В., інженер.  
Південний НДЦ ННЦ «ІМЕСГ»  
Мельник О.В., інженер.<sup>1</sup>  
Коледж гідромеліорації с.-г. ТДАТУ  
Тел. 42-40-81

**Анотація** – отримані залежності, що пов'язують між собою і дозволяють узгодити конструкторські параметри дискового і фрезерного роторів сівалки-різака.

**Ключові слова** – сівалка-різак, ротор, диски, лапати, ґрунт, насіння

*Постановка проблеми.* Надранній весняний посів може бути ефективним в зонах недостатнього волого забезпечення, наприклад на півдні України. Він дозволяє сформувати врожай ранніх ярих культур до настання посухи, яка зазвичай тут починається наприкінці травня. Але, як показали попередні досліді [1], посадка насіння у тільки-но розмерзлий ґрунт не виявилася ефективною по причині браку тепла, необхідного для проростання насіння.

Між тим, питання посіву у перезволожений ґрунт, тобто у грязь, залишається актуальним у випадках посіву зразу ж після дощів або навіть під час дощів, коли температура ґрунту достатня для проростання насіння, наприклад, в травні або у вересні чи жовтні. Такий посів, як правило, має проводитися у випадках, коли в звичайні агро строки посіву с.-г. культури ґрунт був пересохлий і посів в такий ґрунт був не ефективним, тобто, такий посів відбувається в запізнілий агро строк. Зрозуміло, що очікування, поки ґрунт набуде вологості, ри якій можлива робота звичайної сівалки, додатково запізняє вже прострочений оптимальний агро строк посіву. До того ж, після такого очікування дощової вологи може не вистачити для нормального проростання насіння і закріплення сходів.

*Аналіз останніх досліджень.* Для посіву у перезволожений ґрунт запропонована спеціальна сівалка, розробка конструкції і дослідження якої є актуальною. Ця сівалка, побудована на базі пасивного різака прикочених рослин під назвою «сівалка-різак» [2] (рис. 1). В цій конс-

<sup>1</sup> - науковий керівник к.т.н., доц. Баєв І.В.

трукції для забезпечення захоплення, зняття і підйому горішнього шару вологого ґрунту дисковим ротором передбачалося встановлення у 80-міліметровому проміжку між дисковими ножами по дві 20-міліметрові реборди з радіусом меншим від радіуса дискового ножа на 30...40 мм, що приблизно дорівнює орієнтовній глибині загортання насіння. Для збивання цього ґрунту з дискового ротора запропоновано встановлення позаду нього спеціального фрезерного ротора, окремі фрези якого у вигляді дисків з лопатками обертаються в проміжках між ребордами. Передбачалося, що при достатній вологості ґрунту буде набиватися між дисками і ребордами суцільними стрічками. З реборд цей ґрунт мав збиватися лопатками фрезерного ротора дрібними грудками «ґрунтова дощу» падати на поверхню поля, присипаючи висіяне насіння рівним шаром, який прикочується котком, що агрегується разом з сівалкою.

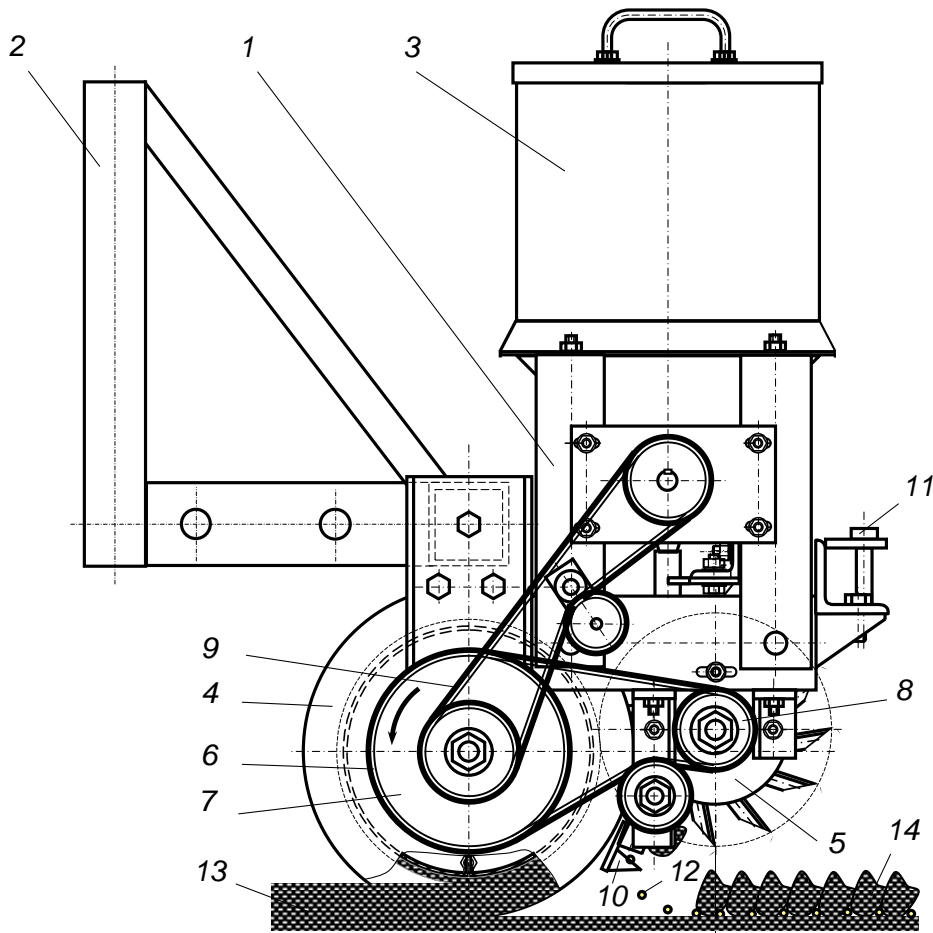


Рис. 1. Сівалка-різак (вид з ліва): 1 – рама; 2 – начіпний пристрій; 3 – насінневий бункер; 4 – дисковий ротор; 5 – фрезерний ротор; 6 – ланцюговий привід фрезерного ротора; 7 і 8 – ведуча і ведома зірочки приводу фрезерного ротора; 9 – привід висівного апарата; 10 – висівач насіння; 11 – причіпний пристрій для агрегування котка; 12 – насіння; 13 – горішній зволожений шар ґрунту; 14 – дрібні грудки ґрунту, збиті лопатками фрезерного ротора.

*Мета досліджень.* Перед виготовленням різачка-сівалки параметри її дискового і фрезерного роторів потребують більш чіткого обґрунтування для забезпечення:

- 1) надійного і сталого захоплення дисковим ротором шару ґрунту заданої товщини при його вологості в межах від 25 до 40 % ;
- 2) надійного забезпечення дрібно грудкового збивання ґрунту лопатками фрез з дискового ротора.

*Основна частина.* Безумовно, чим більше значення кута внутрішнього тертя ґрунту  $\phi$  (при сталому процесі ґрунт налипне на диски і тертя буде тільки між ґрунтом) і менша відстань між дисками ротора  $b$  тим менша мінімальна товщина шару ґрунту  $h_{\min}$  може бути захоплена дисками. Максимальна відстань між дисками  $b_{\max}$  може бути визначена на підставі схеми (рис. 2)

$$b_{\max} = 2 h_{\min} \operatorname{tg} \phi \quad (1)$$

Якщо підставити в формулу (1) відповідні значення:  $h_{\min} = 30$  мм і  $\phi = 35^\circ$  (для вологого ґрунту [3]), то отримаємо:  $b_{\max} = 2 \cdot 30 \cdot 0,7 = 42$  мм.

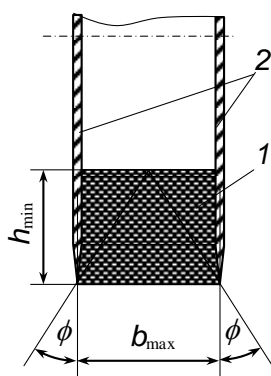


Рис. 2. Схема утримання ґрунту 1 між дисками 2.

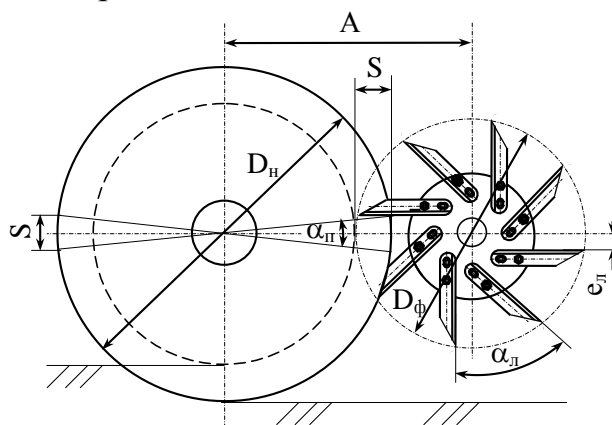


Рис. 3. Схема до розрахунку параметрів дискового і фрезерного роторів.

Оскільки відстань між дисками різачка становить 80 мм, то для забезпечення потрібного захоплення ґрунту треба між цими дисками встановити додаткові проміжні диски такого ж самого діаметра.

На валу фрезерного ротора поміж дистанційними втулками встановлені фрезерні диски з лопатками обабіч них так, щоб ці лопатки оберталися в просторі між дисками, збиваючи з них ґрунтовий шар заданої товщини.

Кількість секторів розташування суміжних лопаток на диску фрези (ціле число не менше 2) визначиться за формулою

$$N_{\text{л}} = n_{\text{п}} \cdot Z_{\text{ф}} / Z_{\text{н}} = n_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}}, \quad (1)$$

де  $n_{\text{п}}$  – кількість збивань ґрунту лопатками за один оберт дискового ротора;

$Z_{\text{н}}$ ,  $Z_{\text{ф}}$  – кількість зубців відповідно ведучої і ведомої зірочок ланцюгової передачі приводу фрезерного ротора;

$i_n$  – передаточне число приводу.

Міжосьова відстань між дисковим і фрезерним роторами визначиться за умови повного збивання лопатками окремої порції ґрунту завтовшки  $S$  (рис. 3)

$$A = (D_n + D_f) / 2 - S, \quad (3)$$

де  $D_n, D_f$  – діаметри відповідно дисків і кіл крайок лопаток фрез.



Рис. 4. Дослідний агрегат з макетом дискового ротора, набраного в батарею з дисків діаметром 400 мм, з різною відстанню між ними: 80 мм і 40 мм: а - загальний вигляд агрегату; б – агрегат в русі (видно захоплення ґрунту дисками з відстанню між ними у 40 мм).

Якщо вважати, що кожна збита порція ґрунту має довжину по зовнішній дузі  $S$ , то кількість таких порцій за один оберт дискового ротора визначиться

$$n_n = \pi \cdot D_n / S. \quad (4)$$

На підставі рівнянь (3.2) і (3.4) визначиться

$$N_{\ddot{e}} = \frac{\pi \cdot D_i \cdot Z_{\delta}}{S \cdot Z_i}. \quad (5)$$

Кут сектора розташування лопаток на кожному диску фрези в градусах визначиться за формулою

$$\alpha_n = 360 / N_{\ddot{e}} = \frac{360 S \cdot Z_i}{\pi \cdot D_i \cdot Z_{\delta}}. \quad (6)$$

Для покращення викидання ґрунту лопатками, їх треба встановлювати на фрезерних дисках з негативним зсувом, величина якого має прийматися за умови:

$$e_n \geq (D_n - 2S) \sin(\alpha_n/2) = (D_n - 2S) \sin(0,5\alpha_n \cdot Z_f / Z_n). \quad (7)$$

При значеннях:  $D_n = 400$  мм,  $D_f = 300$  мм,  $Z_f = 13$ ,  $Z_n = 40$  і  $S = 50$  мм – отримаємо:  $A = 300$  мм;  $n_n \approx 25$ ;  $N_n = 8$ ;  $\alpha_n = 45^\circ$ ,  $\alpha_n \approx 15^\circ$ ,  $e_n = 40$  мм.

Дослідження захоплення ґрунту дисковим ротором проводилося на макеті дискового ротора, який набрався в батарею з однакових дисків діаметром 400 мм, але з різною відстанню між ними: 80 мм і 40 мм. Макет приєднувався до спеціальної рами з навісним трикутником

під авто навіску СА-1 і агрегувався з трактором МТЗ-80 (рис. 4). Цей агрегат здійснював рух по полю з перезволоженим ґрунтом і фіксувався на відео. Спостереження показали, що диски, розташовані з відстанню 80 мм не захоплюють ґрунт, а диски, розташовані з відстанню 40 мм надійно захоплюють ґрунт. Таким чином, експериментально підтверджені теоретичні обґрунтування, що при відстані між дисками у 40 мм, що менше за  $b_{\max} = 42$  мм, вологий ґрунт надійно захоплюється дисками, а запропонована конструкція дискового ротора є працездатною.

*Висновки.* Отримані залежності дозволяють узгодити конструкторські параметри дискового і фрезерного роторів сівалки-різака і добрати їх оптимальні параметри.

#### *Література.*

4. Звіт про науково-дослідну роботу: Розробити технологічний процес та обґрунтувати комплекс машин для обробітку ґрунту в сидеральному парку в умовах південної степової зони” (проект 40.01-084) (проміжний). – Якимівка, 2008. – 45 с.
5. Патент України 55066 на корисну модель МПК А01С7/20 (2006.01) Сівалка-різак прикочених рослин. / І.В. Баєв, О.В. Мельник, В.В. Федоренко, М.В. Яровенко. и 2010 04127. Заявл. 09.04.2010. Опубл. 10.12.2010. Бюл. № 23.
6. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.

## **ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СЕЯЛКИ-РЕЗАКА**

Баєв І. В., Федоренко В.В., Мельник А.В

### *Анотація*

**Получены зависимости, связывающие между собой и позволяющие согласовать конструкторские параметры дискового и фрезерного роторов сеялки-резака.**

## **SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF A SEEDER-CUTTING TORCH**

I. Baev, V. Fedorenko, A. Melnyk

### *Summary*

**The dependences connecting among themselves and allowing to coordinate design parameters of disk and milling rotors of a seeder-cutting torch are received.**

УДК 621.793.7

## **ФАКТОРЫ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТА ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ**

Лузан С.А., к.т.н.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

*Тел. (057) 700-39-14*

***Аннотация*** – рассматривая четвертую стадию жизненного цикла - эксплуатацию, обслуживание и ремонт как логистическую систему, можно представить её состоящей из двух подсистем: макрологистической и микрологистической.

Предложена концептуальная схема типового технологического процесса восстановления деталей машин, обеспечивающая достижение главной цели – получение восстановленной поверхности детали заданного качества.

***Ключевые слова*** – логистическая система, прочность сцепления, трибосистема, покрытие, основа, ресурс.

***Постановка проблемы.*** Предметом изучения логистики как науки является оптимизация потоковых процессов. Принципы логистики: синхронизация, оптимизация и интеграция – служат основным методологическим подходом к повышению организованности и эффективности функционирования производственных систем [1]. Применение принципов логистики позволяет минимизировать и оптимизировать затраты при восстановлении изношенных деталей [2].

Системный подход к ремонту деталей транспортной техники должен учитывать все стадии жизненного цикла изделия для достижения главной цели – получение восстановленной поверхности детали заданного качества (прочность сцепления покрытия с основой, износостойкость, пористость, уровень остаточных напряжений и др.). Стратегия логистической системы, обеспечивающей достижение главной цели, состоит из частных целей её элементов.

Жизненный цикл – временной интервал с момента возникновения объекта до его полного исключения из использования (утилизации), состоит из четырех стадий: выдвижение концепции и определений; проектирования и разработки; изготовления и установки; эксплуатации, обслуживания и ремонта [3].

Четвертую стадию жизненного цикла - эксплуатацию, обслуживание и ремонт, рассматривая как логистическую систему, можно представить состоящей из двух подсистем: макрологистической (период эксплуатации и обслуживания) и микрологистической (период ремонта).

*Анализ основных достижений и публикаций.* Практика эксплуатации машин и оборудования подтверждает, что наиболее распространенной причиной их выхода из строя в 80 случаях из 100 является не поломка, а износ и повреждение рабочих поверхностей [4].

Развитие конструкций машин происходит при постоянном стремлении к увеличению их производительности, что почти всегда сопровождается повышением механической и тепловой напряженности подвижных сопряжений деталей [4]. При выборе конструктивного решения необходимо учитывать предстоящие затраты не только на изготовление машины и ее отдельных узлов, но и на обслуживание и ремонт. Последние затраты при длительной эксплуатации машины во много раз больше стоимости ее изготовления. Наибольшую трудоемкость текущих ремонтов у двигателей грузовых автомобилей. Так по данным Р.В. Кугеля она составляет (36,5-41,4)% трудоемкости текущих ремонтов всех узлов и агрегатов автомобиля.

Основные технико-экономические показатели двигателей транспортных средств, эксплуатирующихся в Украине, на уровне большинства зарубежных аналогов [5]. Ресурс до первого капитального ремонта, установленный заводом-изготовителем, должен составлять 8000...9000 ч, т.е. при среднегодовой наработке 1000 ч двигатель будет работать без капитального ремонта 8...9 лет – срок, практически равный амортизационному сроку службы транспортной техники и их нормативам надежности. На самом деле, в процессе реальной эксплуатации происходит значительное снижение мощностно-экономических показателей двигателей. Так по имеющимся данным, фактические средние наработки до ремонта для двигателей КамАЗ-740 составляют 110-160 тыс. км., а между ремонтами 50-70 тыс. км для различных условий эксплуатации и сроков выпуска двигателей, тогда как ГОСТ 23465-79 устанавливает ресурс до капитального ремонта не менее 350 тыс. км – для двигателей с рабочим объемом до 11 л и 200 тыс. км – для двигателей сельскохозяйственного назначения того же объема, т.е. фактические наработки двигателей до ремонта существенно ниже нормативного.

Характер распределения отказов (поломок) новых и отремонтированных двигателей по мере увеличения наработки показывает, что наибольшая их интенсивность проявляется в первоначальный период эксплуатации. Установлено увеличение отказов при наработках 100...300 ч, в дальнейшем число отказов снижается [6].

Для новых двигателей такое явление можно объяснить несовершенством технологического процесса их изготовления, в частности неправильным подбором упрочняющих способов обработки, нарушением приработки деталей.

Причинами малого ресурса двигателей после ремонта являются:

- низкая культура производства ремонтных работ;
- выбор неэффективной технологии ремонта деталей;
- низкое качество обработки трущихся поверхностей деталей;
- отсутствие технологий и оборудования, обеспечивающих требуемый уровень физико-механических свойств материала отремонтированных деталей;
- недостаточная специализация производства на ремонтных предприятиях с целью обеспечения качества восстановленных деталей на уровне завода-изготовителя двигателей транспортной техники.

В целом современное ремонтное предприятие по уровню организации и техническому оснащению ещё не в полной мере отвечает требованиям, которые позволяют обеспечить требуемые показатели качества ремонта деталей двигателей. Показатель безотказности и ресурса капитально отремонтированных двигателей составляет 50-60% от соответствующих значений новых.

Анализ причин отказов машин, проведенный в работах [7] показал, что наиболее часто встречающимся ресурсным отказом является выход по причине износа и разрушения деталей пары трения шейки коленчатого вала – вкладыш подшипника скольжения.

Анализ динамики изменения зазоров в трибосистемах двигателей транспортных средств также показал, что наиболее интенсивный характер увеличения зазора наряду с цилиндропоршневой группой (ЦПГ) имеет сопряжение кривошипно-шатунного механизма (КШМ), то есть шейки коленчатого вала – вкладыш подшипника скольжения. Зависимость изменения зазора в КШМ от наработки представлены на рис. 1 [8].

Проанализировав графические зависимости, представленные на рис. 1 можно сделать вывод, что характер кривых изменения зазоров в соединении вкладыш – шейка коленчатого вала двигателя у нового и отремонтированного двигателей аналогичный, причем скорость изнашивания сопряжений у двигателей после ремонта выше, чем у новых.

В работах [9] представлены результаты исследования технического состояния двигателей ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240 в доремонтном и межремонтном периоде эксплуатации. Сравнение параметров износов деталей в межремонтный и доремонтный период свидетельствует о более интенсивном изменении технического состояния после ремонта. Отношение скоростей изнашивания деталей, определяющих ресурс, составляет 1,28-1,32.

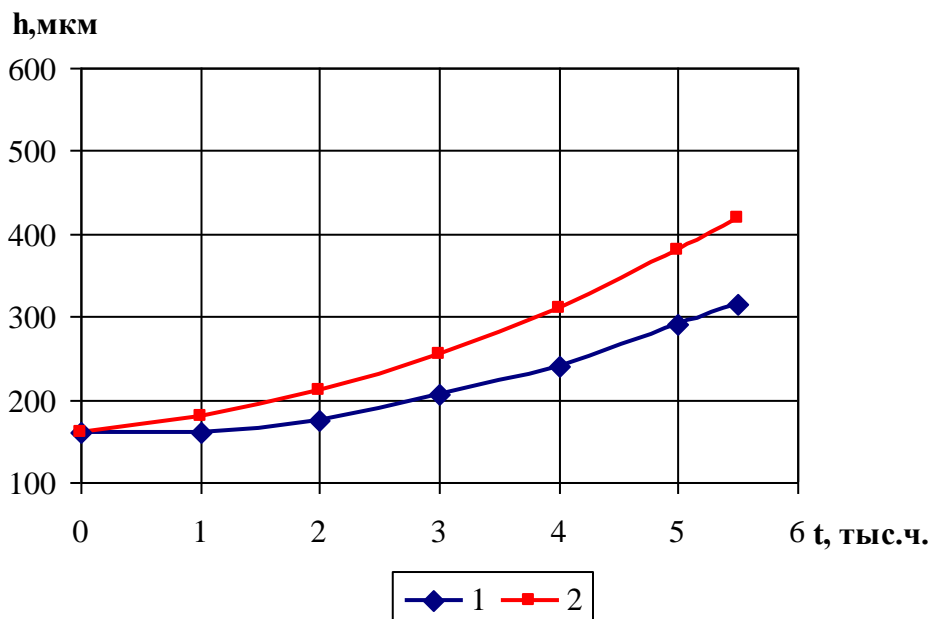


Рис. 1 - Изменения зазоров в соединении вкладыш – шейка коленчатого вала двигателя от времени наработки: 1 – новый; 2 – отремонтированный.

Одной из основных причин преждевременного выхода из строя деталей двигателей после капитального ремонта является качество восстановленных деталей, которое определяется применяемой технологией ремонта и правильностью выбора способа восстановления и упрочнения изношенных поверхностей детали.

Наряду с проблемой повышения ресурса пары шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника скольжения также большое значение имеет снижение потерь мощности на преодоление трения в самой паре, поскольку при эксплуатации двигателя часть мощности затрачивается на внутренние (механические) потери. В данном сопряжении теряется 16-19% мощности двигателя [10]. Одним из перспективных направлений решения проблемы повышения ресурса пары шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника скольжения при одновременном снижении потерь мощности на преодоление трения в самой паре является применение технологии газотермического напыления покрытия, обладающего высокой износостойкостью и низким коэффициентом трения.

*Формулировка целей статьи.* На основе системного подхода к ремонту деталей транспортной техники с учетом всех стадий жизненного цикла определить факторы, определяющие выбор стратегии восстановительного ремонта. Предложить концептуальную схему типового технологического процесса восстановления деталей машин, обеспечивающую достижение главной цели – получение восстановленной поверхности детали заданного качества (прочность сцепления покрытия с основой, износостойкость, пористость, уровень остаточных напряжений и др.).

*Основной материал.* Системный подход к ремонту деталей транспортной техники с применением методологии логистики позволяет осуществлять системную рационализацию сложных производственных систем.

Как было сказано выше, четвертую стадию жизненного цикла - эксплуатацию, обслуживание и ремонт, рассматривая как логистическую систему, можно представить состоящей из двух подсистем: макрологистической (период эксплуатации и обслуживания) и микрологистической (период ремонта).

В макрологистической подсистеме эксплуатации и обслуживания транспортной техники факторы, обуславливающие повреждаемость деталей и необходимость их ремонта, влияют на техническое состояние транспортной техники и определяют требования к качеству восстановленных деталей в послеремонтный период, повышению сроков службы, долговечности и безотказности их работы. Развитие и накопление дефектов, вызывающих необходимость ремонта (восстановления) деталей, происходит под воздействием внешних факторов.

К внешним факторам, которые могут оказать существенное влияние на выбор стратегии восстановления деталей, следует отнести следующие:

- время нахождения объектов ремонта в эксплуатации;
- виды трибосопряжений (опорные и упорные подшипники);
- виды фрикционных соединений (посадки, зазоры, шпоночные соединения);
- типы относительного движения деталей (контактные, скольжения качения);
- виды нагрузок (крутящий момент, упор, нагрузки масс и др.);
- условия смазки и температурный режим.

Факторы, характеризующие техническое состояние деталей, определяющие ремонтные размеры изношенных поверхностей, являются внутренними в микрологистической подсистеме ремонта. Их можно сгруппировать следующим образом: геометрические характеристики (линейные размеры, эллиптичность, конусность, осевые и радиальные зазоры, изгиб и др.); состояние поверхности (царапины, задиры, трещины, выкрашивание, перенос металла, смятие, механический износ, фреттинг-коррозия, коррозия); физико-механические и металлографические характеристики (твердость, предел текучести, предел выносливости, величина и форма зерен, расположение зерен) и др.

Для изношенных участков деталей и в целом для детали можно построить графические и компьютерные модели дефектов и составить алгоритм логистической структуры концепции восстановительного ремонта, который содержит следующие этапы: 1 – главная цель, 2 –

конкретизация целей, 3 – постановка частных задач, 4 – формирование множества вариантов, 5 – направленный выбор способа восстановления, 6 – разработка оптимального технологического процесса, 7 – оценка разработанной технологии по интегрированному критерию эффективности.

В свою очередь, 6-ой этап разработку оптимального технологического процесса восстановления деталей машин можно представить в качестве типового процесса, который обеспечивает достижение главной цели и предполагает ее типовую дисконпозицию, известную как дерево «целей», рис. 3.

В нашем примере (рис. 2) для типового технологического процесса ремонта главной целью является обеспечение требуемой прочности сцепления напыленного покрытия с основой, его износостойкости, пористости и других свойств в соответствии требованиям конструкторской документации (чертежа).

### ГЛАВНАЯ ЦЕЛЬ

Обеспечение требуемой прочности сцепления покрытия с основой, его износостойкости, пористости и др.

### ЦЕЛИ ВТОРОГО УРОВНЯ

Минимизация затрат на восстановление

### ЦЕЛИ ТРЕТЬЕГО УРОВНЯ

Гибкость адаптации технологии к внешним и внутренним изменениям

### ЦЕЛИ ЧЕТВЕРТОГО УРОВНЯ

Обеспечение выполнения экологических требований к изготовлению, эксплуатации, обслуживанию и ремонту, утилизации изделия

Рис. 2 - Концептуальная схема типового технологического процесса восстановления деталей машин микрологистической подсистемы ремонта на основе алгоритма логистической структуры концепции восстановительного ремонта

Цель второго уровня – минимизация затрат на восстановление может быть обеспечена за счет выбора более экономичного способа восстановления деталей и применяемых материалов для напыления покрытий, а также путем организации непрерывной загрузки участков по восстановлению деталей при максимально возможной непрерывности движения изделий в производственном процессе.

Третий уровень целей, на наш взгляд, должен быть направлен на организацию гибкого (адаптивного) функционирования технологии к внешним и внутренним изменениям. Это может быть обеспечено за счет многих факторов. К основным следует отнести гибкость применяемой техники и технологии, уровень профессионализма кадров, ги-

бкость организации и управления производством восстановления деталей.

Также необходимым является, чтобы применяемая технология восстановления деталей обеспечивала выполнение целей четвертого уровня: выполнение экологических требований к изготовлению, эксплуатации, обслуживанию и ремонту, утилизации изделия.

*Выводы.* На основе системного подхода к ремонту деталей транспортной техники с учетом всех стадий жизненного цикла четвертую стадию - эксплуатацию, обслуживание и ремонт, рассматривая как логистическую систему, можно представить состоящей из двух подсистем: макрологистической (период эксплуатации и обслуживания) и микрологистической (период ремонта).

Предложена классификация внешних факторов макрологистической подсистемы эксплуатации и обслуживания транспортной техники, которые оказывают влияние на выбор стратегии восстановления деталей, а также внутренних факторов микрологистической подсистемы ремонта, характеризующие техническое состояние деталей, определяющие ремонтные размеры изношенных поверхностей.

Предложена концептуальная схема типового технологического процесса восстановления деталей машин, обеспечивающая достижение главной цели – получение восстановленной поверхности детали заданного качества.

#### *Литература.*

1. Логистика: Учебник / Под ред. Б.А. Аникина 3-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2006 - 368 с.
2. Чудаков А.Д. Логистика: Учебник / А.Д. Чудаков. – М: Издательство РДЛ, 2001 – 480 с.
3. ДСТУ 2863-94 Надежность техники. Программа обеспечения надежности. – Киев: Госстандарт Украины, 1994. – 37 с.
4. Гаркунов Д.Н. Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин): Учебник. / Д.Н. Гаркунов.– М.: “Издательство МСХА”, 2002. - 632 с.
5. Ленский А.В. Специализированное техническое обслуживание тракторного парка. / А.В. Ленский А.В.– М.: Росагропромиздат, 1989. – 239 с.
6. Полянский А.С. Формирование свойств надежности автотракторных двигателей в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации: Автореферат дис. докт. техн. наук: 05.22.20 Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет – Харьков, 2004, - 36 с.

7. Абдула С.Л. Обеспечение надежности тракторных конструкций при проектировании / С.Л. Абдула, В.Г. Кухтов, А.С. Полянский.// Техніка в АПК. – 2002. - №7-9. – С. 29-32.
8. Гончаров В.Г. Повышение ресурса транспортной техники совершенствованием технологии ремонта коленчатых валов: Дис. канд. техн. наук: 05.22.20 Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет – Харьков, 2008, - 183 с.
9. Авдонькин Ф.Н. Изменение технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации./ Ф.Н. Авдонькин.– Саратов: Изд-во Саратовского ун-та, 1973. – 201 с. \
10. Белов П.М. Двигатели армейских машин / П.М. Белов, В.Р.Бурячко, Е.И. Акатов. – М.: Военное издательство министерства обороны СССР, 1971. – 370 с.

## **ФАКТОРИ ЛОГІСТИЧНОЇ СИСТЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ Й РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНОЇ ТЕХНІКИ**

Лузан С.О.

### *Анотація*

**Розглядаючи четверту стадію життєвого циклу - експлуатацію, обслуговування й ремонт як логістичну систему, можна представити її, що полягає із двох підсистем: макрологістичної й мікрологістичної.**

**Запропонована концептуальна схема типового технологічного процесу відновлення деталей машин, що забезпечує досягнення головної мети – одержання відновленої поверхні деталі заданого якості.**

## **FACTORS LOGISTICS SYSTEMS TO USAGES AND REPAIR OF THE TRANSPORT TECHNICIAN**

S. Luzan

### *Summary*

**Considering fourth the stage of the life cycle - an usage, service and repair as логістическую system, possible present her(its) consisting of two subsystems: macrologistics and micrologistics.**

**It is offered conceptual scheme of the standard technological process of the recovering the details of the machines, providing achievement main to purposes - a reception restored surfaces of the detail given quality.**

УДК 629.3.014.2.048

## ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОТАЦІЙНОГО ПРОТИПОТОКОВОГО ОЧИСНИКА ПОВІТРЯ

Мохнатко І.М., інженер

*Таврійський Державний Агротехнологічний Університет*

Тел. (06192) 42-14-38

**Анотація** - Робота присвячена теоретичним дослідженням з обґрунтування конструктивних параметрів ротаційного протипотокового очисника повітря.

**Ключові слова** – теоретичні дослідження, ротаційний пило-віддільник повітря, рівномірна швидкість всмоктування, радіус кілець, довжини ротора.

*Постановка проблеми.* Одним із основних недоліків протипотокового очисника повітря є нерівномірність розподілу повітряного потоку по його довжині, тому найбільш перспективним напрямком усунення цього недоліку є застосування в його конструкції зон місцевого опору (наприклад, перфорованої бічної поверхні). При цьому, якщо перфорацію поверхні очисника здійснити по всій його довжині, то при виборі його параметрів можна використовувати такий же методичний підхід, як і при розрахунку параметрів витяжного повітроводу із щілиною змінної ширини. Для достовірної оцінки розробленої нової конструкції ротаційного пиловіддільника повітря необхідно керуватися нормативними документами, що регулюють правила проведення порівняльних випробувань, а саме «Єдиною методикою порівняльних випробувань пиловловлювачів для очищення вентиляційного повітря» [1].

*Формулювання мети статті.* Метою цієї роботи являється проведення теоретичних досліджень з обґрунтування конструктивних параметрів ротаційного протипотокового очисника повітря.

*Основна частина.* При проведенні аналітичних досліджень повітроводів приймали наступні допущення, які було вже враховано при аналогічних розрахунках [2, 3]:

- 1) коефіцієнт витрати по всій довжині щілини постійний;
- 2) поля швидкостей у поперечних перерізах повітроводу (пилоочисника) рівномірні, що дозволяє вважати коефіцієнти Коріоліса й

Буссінеска рівними одиниці;

3) коефіцієнт опору тертя по всій довжині повітроводу (пилочисника) постійний.

Конструкції відцентрового протипотокового пилувіддільника повітря, які ми досліджуємо, для забезпечення рівномірної швидкості всмоктування передбачається застосовувати циліндричні кільця різного діаметра (рисунок 1), закон зміни якого й потрібно встановити.

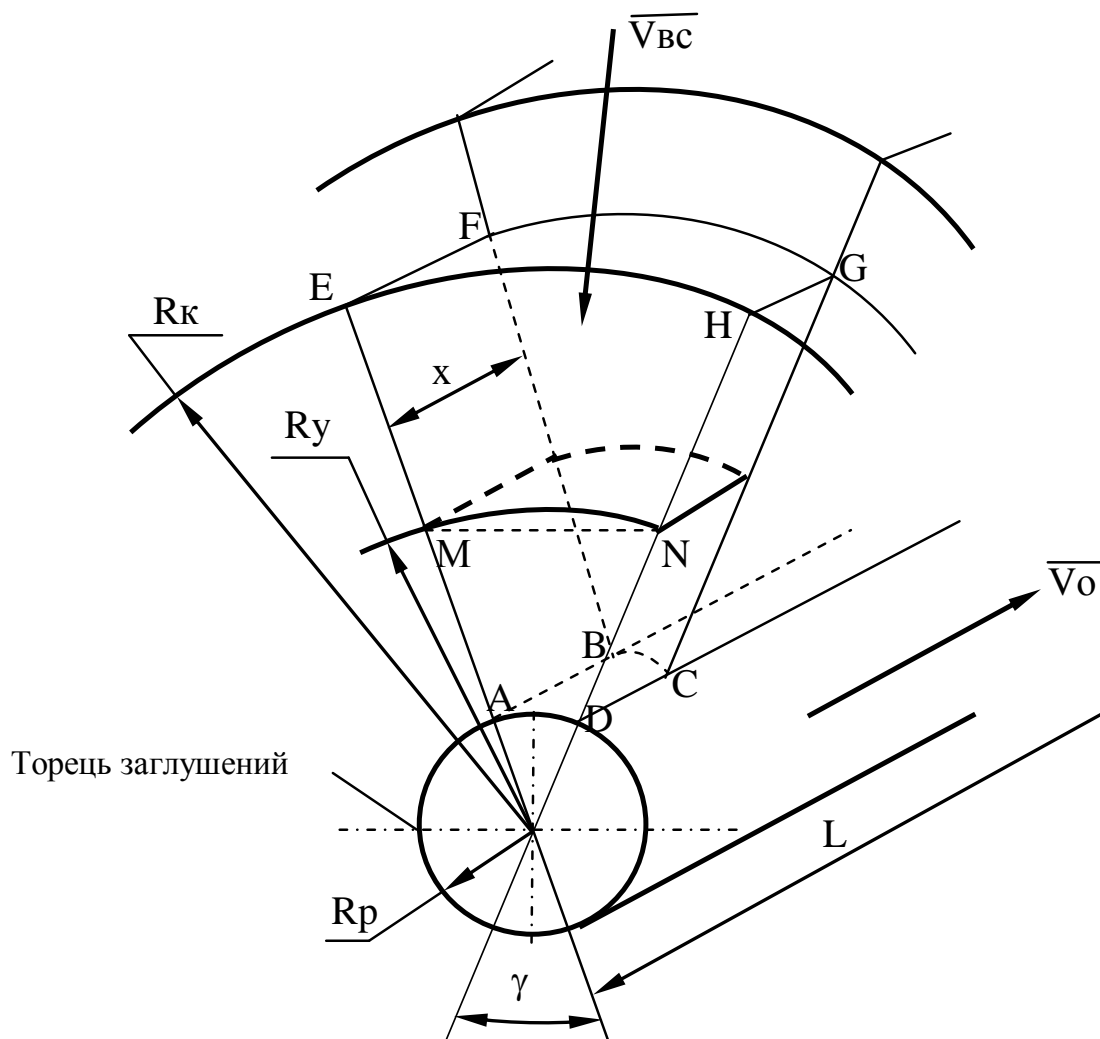


Рис.1. Схема відцентрового протипотокового очисника повітря з установленими на ньому кільцями:  $R_p$  - радіус ротора;  $R_k$  - зовнішній радіус кільця;  $R_y$  - радіус середнього перерізу.

По всій бічній циліндричній поверхні очисника розміщено  $n$  по-вздовжніх щілин, довжина кожної з яких дорівнює довжині ротора  $L$ . Поверхню над останнім можна умовно розділити на  $n$  об'ємних сегментів ABCDEFGH з кутом розхилу  $\gamma$  і круговими основами. Радіус нижнього з них приймаємо рівним радіусу ротора  $R_p$ , а радіус верхнього сегмента дорівнює зовнішньому радіусу кільця  $R_k$ . Ширина (товщина) кожного сегмента дорівнює відстані між суміжними кільцями очисника.

Ще раз підкреслимо, що через фізичну відсутність площин DHGC і AEFB, кожний із утворених сегментів є умовним і має середній (прохідний) переріз, утворений радіусом  $R_Y$ , від величини якого й залежить ширина прохідної щілини (хорда MN, рис.1) у кожному перерізі X по довжині ротора, розглянутого протипотокового пиловіддільника.

Визначивши закон зміни радіуса  $R_Y$ , можна знайти такий закон зміни зовнішнього радіуса кожного кільця  $R_K$ , що забезпечить надходження повітря в порожнину пиловіддільника з постійною швидкістю.

Швидкість усмоктування повітря в пиловіддільник ( $V_{BC}$ ) може бути визначена з наступного виразу [2]:

$$V_{BC} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_0 - P_X)} \quad (1)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт витрати повітря;

$\rho$  - щільність повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$P_0, P_X$  - статичний тиск повітря усередині й поза пиловіддільником відповідно, Па.

Стосовно до об'єму, обмеженого перерізами X і  $X = 0^1$ , а також стінками пиловіддільника, скористаємося відомим рівнянням кількості руху в проекції на його поздовжню вісь:

$$\begin{aligned} S \cdot (P_0 - P_x) - \int_0^x \tau_x \cdot P \hat{a} \cdot dx &= \\ = S \cdot (P_0 - P_x) - \tau_x \cdot P \hat{a} \cdot x_0^x &= S \cdot (P_0 - P_x) - \tau_x \cdot P \hat{a} \cdot x \end{aligned} \quad (2)$$

де  $S$  - площа поперечного перерізу пиловіддільника, м<sup>2</sup>;

$\tau_x$  - напруга тертя повітря зі стінками повітроводу;

$P_B$  - периметр повітроводу, м;

$V_X$  - швидкість повітря у повітроводі пиловіддільника в перерізі X, м/с.

Слід зазначити, що при дотриманні умови сталості швидкості усмоктування в кожному перерізі X справедливою є така рівність:

$$V_X = V_0, \quad (3)$$

де  $V_0$  - швидкість руху повітря у повітроводі пиловіддільника, м/с.

Що стосується напруги тертя  $\tau_x$ , то її можна визначити з такої залежності:

$$\tau_X = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{V_X^2}{2},$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт опору тертя.

З урахуванням залежності (3) одержуємо:

$$\tau_x = \frac{\lambda}{8} \cdot V_0^2 \quad (4)$$

Оскільки повітровід розглянутого нами пиловіддільника в кожному перерізі  $X$  є круглим з радіусом  $R_y$ , то:

$$P_b = \frac{2 \cdot S}{R_y} \quad (5)$$

Поставивши в рівняння (2) величину  $\tau_x$  з (4), і  $P_b$  із (5), а після розділивши всі члени рівняння на  $S$ , після перетворень одержимо:

$$P_0 - P_x = \rho \cdot V_0^2 \left( \frac{\lambda}{4 \cdot R_y} \cdot x + 1 \right) \quad (6)$$

Оскільки в підінтегральному виразі отриманого рівняння (6) всі величини постійні й можуть бути винесені за знак інтеграла, то

$$\int_0^x \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{\rho}{R_y} \cdot V_0^2 \cdot dx = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{\rho}{R_y} \cdot V_0^2 \cdot x \quad (7)$$

З урахуванням (2.7) залежність (2.6) можна записати в такому вигляді:

$$S \cdot \rho \cdot V_0^2 \left( \frac{\lambda}{4 \cdot R_y} \cdot x + 1 \right) - \frac{\lambda}{8} \cdot V_0^2 \cdot \frac{2 \cdot S}{R_y} \cdot x = S \cdot \rho \cdot V_0^2 \quad (8)$$

Після підстановки різниці тисків з (8) в (1) одержимо:

$$V_{\text{аі}} = \mu \cdot V_0 \sqrt{2 \cdot \left( \frac{\lambda}{4 \cdot R_y} \cdot x + 1 \right)} \quad (9)$$

Рівність швидкостей всмоктування повітря в кожному перерізі пиловіддільника дозволяє вважати, що

$$V_{\text{вс}} = V_0.$$

У цьому випадку рівняння (1) можна представити як аналітичний закон, що описує характер зміни радіуса ( $R_y$ ) умовного прохідного перерізу сегмента ABCDEFGH (рис.1) у тому або іншому поперечному перерізі ротора відцентрового протипотокового очисника повітря:

$$R_y = \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\mu^2}{1 - \mu^2} \cdot x \quad (10)$$

Для переходу до зовнішнього радіуса кільця  $R_k$  розглянемо один з поперечних розрізів розглянутої конструкції очисника повітря.

Довжина середньої лінії  $MN$  трапеції АЕНД може бути визначена з виразу:

$$MN = \frac{AD + EH}{2}, \text{ звідки } EH = 2MN - AD \quad (11)$$

З рис.1 у свою чергу виходить, що  $\frac{EH}{2 \cdot R\hat{e}} = \sin \frac{\gamma}{2}$ , звідки

$$R\hat{e} = \frac{EH}{2 \cdot \sin \frac{\gamma}{2}} \quad (12)$$

Хорди MN і FD можна визначити в такий спосіб:  
 $MN = 2 \cdot R_y \cdot \sin \frac{\gamma}{2}$ ;  $AD = 2 \cdot R_p \cdot \sin \frac{\gamma}{2}$ . Підставивши отримані вирази в (11), одержимо:

$$EH = 2 \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \cdot (2 \cdot R_y - R_p) \quad (13)$$

Спільне розв'язання рівнянь (12) і (13) дозволяє встановити, що

$$R_K = 2 \cdot R_y - R_p \quad (14)$$

Підставивши значення умовного радіуса  $R_y$  з (10) в (14), будемо мати:

$$R_K = \lambda \cdot \frac{\mu^2}{1 - \mu} \cdot X - R_p \quad (15)$$

Конструкція нового відцентрового протипотокового пиловіддільника відрізняється наявністю додатково встановлених на ньому кілець. Радіус кожного з них ( $R_{KK}$ , рис. 1) зручніше відраховувати не від центра ротора, а від зовнішнього його радіуса  $R_p$ . Звідси походить, що

$$R_{KK} = 2 \cdot R_K - R_p$$

З урахуванням цього, з (15) знаходимо залежність, що описує закон зміни радіусів додаткових кілець по довжині ротора протипотокового відцентрового пиловіддільника:

$$R_{KK} = \lambda \cdot \frac{\mu^2}{1 - \mu} \cdot X \quad (16)$$

Щоб визначити значення коефіцієнта опору тертя  $\lambda$ , варто знати режим усмоктування повітря: ламінарний або турбулентний. Характер цього режиму прийнято визначати числом Рейнольдса, що розраховується за формулою:

$$Re = \frac{V_{\text{ан}} \cdot d}{\nu} ;$$

де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості середовища, кг/м<sup>3</sup>.

Швидкість усмоктування повітря пиловіддільником можна ви-

разити через його конструктивні параметри в такий спосіб:

$$V_{\hat{a}\hat{n}} = \frac{L_{\hat{e}}}{2 \cdot \pi R_p L k_0}, \quad (17)$$

де  $L_k$  – витрата повітря пиловіддільником (тобто його продуктивність), м<sup>3</sup>/с;

$k_0$  – коефіцієнт, що враховує зменшення площі усмоктування повітря конкретним пиловіддільником.

Тепер формула буде мати такий вигляд:

$$Re = \frac{L_{\hat{e}} \cdot d}{2 \cdot \pi R_p L k_0 \nu}. \quad (18)$$

Визначимо це число при вихідних даних, прийнятих для протипотокового ротаційного пиловіддільника, технічну характеристику якого викладено в методичному розділі дисертації :

$$L_k = (0,05 \dots 0,12) \text{ м}^3/\text{с}; \quad d = (3 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}; \quad R_p = 0,065 \text{ м};$$

$$L = 0,1 \text{ м}; \quad k_0 = 0,98; \quad \nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Підставивши значення  $\lambda = \frac{64}{Re}$  з останнього виразу у формулу

(16), з урахуванням виразу (18) остаточно одержимо:

$$R_{\hat{e}\hat{e}} = \frac{128 \cdot \pi \cdot R_p \cdot L \cdot k_0 \cdot \nu}{L_{\hat{e}} \cdot d} \cdot \frac{\mu^2}{1 - \mu^2} \cdot X. \quad (19)$$

Аналіз залежності (19) проводили при наступних значеннях величин:  $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $R_p = 0,05 \dots 0,10 \text{ м}$ ;  $L = 0,08 \dots 0,12 \text{ м}$ ;  $k_0 = 0,98$ ;  $\mu = 0,25$ ;  $L_k = 0,08 \dots 0,12 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $d = (3 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}$ ;  $X = 0 \dots L$

Теоретично встановлене, що збільшення радіуса ротора протипотокового пиловіддільника ( $R_p$ ) приводить до більш інтенсивного зростання радіусів додаткових кілець. Щоб характер зміни параметра  $R_{kk}$  при цьому залишався таким же (тобто не збільшувався), необхідно, як впливає з аналізу виразу (19), збільшити продуктивність пиловіддільника. Зі зростанням значення цієї величини інтенсивність наростання значень радіусів додаткових кілець по довжині ротора зменшується.

Таким чином, при незмінному режимі роботи (очищення повітря) збільшення радіуса ротора протипотокового відцентрового пиловіддільника однозначно призводить до збільшення його зовнішніх габаритів.

В принципі такий результат є цілком пояснюваним наступною схемою міркувань. Оскільки в міру віддалення від заглушеного торця пиловіддільника втрати швидкості всмоктуваного повітря зростають, то для втримання їх на одному рівні, радіус додаткових установлених кілець повинен збільшуватися відповідно до закону, що задається виразом (19).

*Література.*

1. *Гордон Г.М.* Единая методика сравнительных испытаний пылеуловителей / *Г.М. Гордон, М.М. Зайцев, П.А. Коузов.* – Л.: Наука, 1967. – 120 с.
2. *Справочник по пыле- и золоулавливанию/ Под общ. ред. А.А. Русанова.* – М.: Энергия, 1975. – 236 с.
3. *Коузов П.А.* Основы анализа дисперсного состава промышленных пылей и измельченных материалов / *П.А. Коузов.* – Л.: Химия, 1987. – 264 с.

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОБОСНОВАНИЮ  
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТАЦИОННОГО  
ПРОТИВОПОТОКОВОГО ОЧИСТИТЕЛЯ ВОЗДУХА**

И. М. Мохнатко

*Аннотация*

**Работа посвящена теоретическим исследованиям по обоснованию конструктивных параметров ротационного противопотокового очистителя при неравномерных скоростях всасывания воздуха.**

**THEORETICAL RESEARCHES ON THE SUBSTANTIATION OF  
DESIGN DATA OF ROTATIONAL STREAM OF THE AIR  
PURIFIER**

J. Mohnatko

*Summary*

**Work is devoted theoretical researches on a substantiation of design data rotational stream a cleaner at non-uniform speeds of an absorption of air.**

УДК 539.374, 624.131.4

**ДО ВИЗНАЧЕННЯ ФІЗИЧНИХ РІВНЯНЬ  
ПРУЖНОВ'ЯЗКОПЛАСТИЧНОГО СЕРЕДОВИЩА  
З УМОВОЮ РУЙНУВАННЯ ЗА МОДИФІКОВАНИМ  
КРИТЕРІЄМ КУЛОНА-МОРА**

Гуцол О.П., інженер,

Ковбаса В.П., д.т.н.,

Курка В.П., інженер

*Національний університет біоресурсів та природокористування України*

*Тел. (044)5278895*

*Анотація – розроблена механічна модель та складені фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформацій в просторовій постановці для пружно-в'язкопластичного середовища з застосуванням модифікованого критерія міцності Кулона-Мора.*

*Ключові слова – критерій міцності, пружно-в'язкопластичність, компоненти швидкостей деформацій, компоненти напружень.*

*Постановка проблеми.* В багатьох задачах пов'язаних з аналізом взаємодії робочих органів з матеріалами та середовищами виникає необхідність застосування фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями. При цьому цей зв'язок може проявлятися у вигляді суттєвого впливу пружних, в'язких та пластичних властивостей. Для формалізації матеріалів та середовищ у вигляді моделей з суттєвим проявом окремих видів цих властивостей існують фундаментальні закони та фізичні рівняння зв'язку напружень з деформаціями (швидкостями деформацій), але при складних видах впливу властивостей, зокрема у випадках коли проявляються всі три властивості у рівній мірі моделі зв'язку напружень з деформаціями (швидкостями деформацій) побудовані для часткових випадків тобто тільки для нормальних або зсувних деформацій. Якщо такі моделі побудовані для повних тензорів напружень та деформацій, то їх застосування у повному вигляді не дозволяє розв'язати задачу про напружено-деформований стан середовища або матеріалу через те, що після підстановки цих фізичних рівнянь у рівняння рівноваги середовища вони стають суттєво нелінійними та стають гіперболічними рівняннями у часткових похідних третього порядку.

*Аналіз останніх досліджень.* Такі задачі (пов'язані з аналізом напружено-деформованого стану середовища виникають, зокрема при аналізі взаємодії робочих органів машин з ґрунтом. В останньому випадку ґрунт формалізується як суцільне середовище з властивостями пружності, в'язкості та пластичності. Правомірність такої формалізації та результати аналізу взаємодії робочих органів з ґрунтом ґрунтується на результатах досліджень Кушнар'ова А.С., Ковбаси В.П та ін. [1, 2, 3].

При суттєвому прояві пластичності для визначення умови пластичної течії ґрунту може бути використаний модифікований критерій переходу у пластичний стан (умова руйнування суцільності) Кулона-Мора [4]:

$$k = -\frac{3(\sigma \sin[\varphi] + \tau_0 \cos[\varphi])}{-3 + \sin[\varphi]} \quad (1)$$

де  $\sigma$  -- середнє (гiдростатичне) напруження;

$\varphi$  -- коефіцієнт внутрішнього тертя матеріала (ґрунта);

$\tau_0$  -- напруження початкового зсуву матеріала (ґрунта).

Правомірність застосування такого критерію ґрунтується на тому, що у ґрунті можуть суттєво проявлятися пластичні властивості характерні для сипкого дискретного середовища, яким формалізують ґрунти у будівельній механіці ґрунтів, а у відповідності до висновків Хаара та Кармана [5] між механікою ґрунтів та теорією пластичності не існує різниці з точки зору зв'язків напружень з деформаціями (швидкостями деформацій).

Застосування такого критерію дозволяє визначити умови початку пластичної течії в залежності від властивостей ґрунту та гiдростатичного напруження на площадках можливого ковзання, яке залежить від модуля пружності (для пружного матеріалу) та (коефіцієнта в'язкості (для в'язкого матеріалу) а також величини деформації (швидкості деформації), що передували пластичному деформуванню.

*Метою досліджень* є знаходження фізичних рівнянь зв'язку напружень з швидкостями деформацій для матеріалу або середовища (зокрема ґрунту) у якого суттєво проявляються пружно-в'язкі властивості до початку пластичної течії та в'язкопластичні – в процесі його течії.

*Виклад основного змісту роботи.* Графічно модель пружно-в'язкопластичного матеріалу з таким проявом процесів деформування може бути представлена у вигляді двох послідовно з'єднаних складних тіл: пружно-в'язкого (тіло Кельвіна-Фойгта) та в'язкопластичного матеріалу (тіло Бінгама). Для розробки моделі та визначення фізичних рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформацій необхідно ввести поняття інваріантів тензорів напружень, оскільки через величину

другого інваріанта девіатора напружень визначається критерій міцності Кулона-Мора. Величина другого інваріанта девіатора має вигляд:

Девіатора тензора напружень

$$I_{D2} = (s_1s_2 + s_2s_3 + s_1s_3) = \frac{1}{6}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2) = \quad (2)$$

$$= (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2 - (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{zy}^2),$$

де  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  -- головні напруження;

$s_1, s_2, s_3$  -- різниці між компонентами головних напружень та середнім нормальним напруженням:

$$\sigma = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z);$$

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$  - компоненти нормальних та зсувних напружень.

Цей інваріант з точністю до постійного множника зв'язаний з інтенсивністю зсувних напружень, які в свою чергу зв'язані з величиною, що характеризує властивості матеріала (грунту) (1) [6]:

$$\tau_i = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{zy}^2)} = \quad (3)$$

$$= \frac{\sqrt{2}\sigma}{3} = k$$

Згідно з прийнятою моделлю (рис.1) на прешій стадії деформування відбувається в'язкопружне деформування матеріалу який може бути формалізований паралельно з'єднаною пружиною та в'язким елементом (тіло Кельвіна-Фойгта). При виведенні рівнянь зв'язку напружень з швидкостями деформування необхідно просумувати напруження пружного та в'язкого деформування. Лінійно пружне середовище описується узагальненим законом Гука.

$$\begin{aligned} \sigma_x &= 3K\varepsilon + 2G(\varepsilon_x - \varepsilon); \\ \sigma_y &= 3K\varepsilon + 2G(\varepsilon_y - \varepsilon); \\ \sigma_z &= 3K\varepsilon + 2G(\varepsilon_z - \varepsilon); \\ \tau_{xy} &= G\gamma_{xy}; \tau_{yz} = G\gamma_{yz}; \tau_{xz} = G\gamma_{xz}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$K = \frac{E}{3(1-2\nu)}$$

де  $K$  – об'ємний модуль пружності,;

$E$  – модуль пружності лінійних деформацій;

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

$G$  – модуль зсуву,

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона;

$$\varepsilon = \frac{1}{3}(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)$$

де  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$  -- компоненти лінійних деформацій;

$\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$  -- компоненти зсувних деформацій.

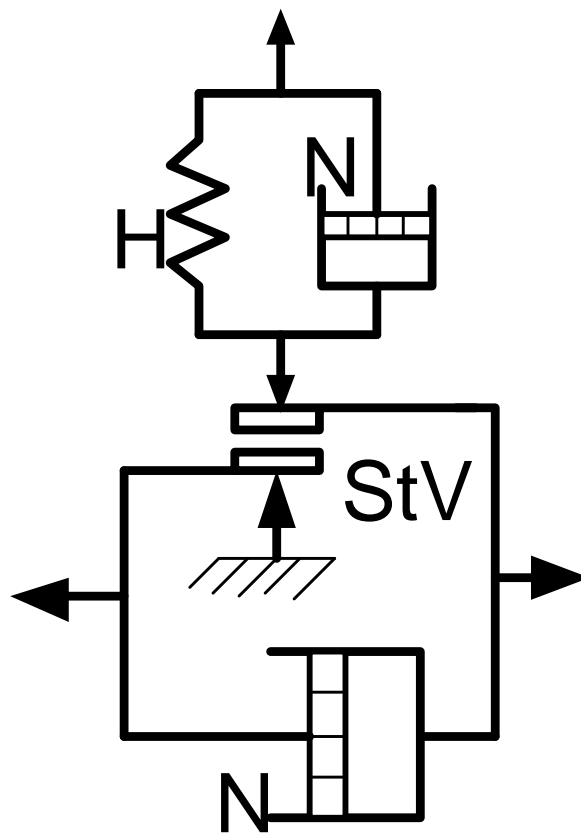


Рис. 1. Механічна модель пружно-в'язкопластичного середовища (грунту).

Залежності (4) можуть бути виражені через дві пружні постійні наступним чином:

$$\sigma_x = \frac{E(\varepsilon_x(-1+\nu) - (\varepsilon_y + \varepsilon_z)\nu)}{-1+\nu+2\nu^2}; \sigma_y = \frac{E(\varepsilon_y(-1+\nu) - (\varepsilon_x + \varepsilon_z)\nu)}{-1+\nu+2\nu^2};$$

$$\sigma_z = \frac{E(\varepsilon_z(-1+\nu) - (\varepsilon_y + \varepsilon_x)\nu)}{-1+\nu+2\nu^2};$$

$$\tau_{xy} = \frac{E\gamma_{xy}}{2(1+\nu)}; \tau_{yz} = \frac{E\gamma_{yz}}{2(1+\nu)}; \tau_{xz} = \frac{E\gamma_{xz}}{2(1+\nu)}.$$
(5)

Рівняння (4),(5) характеризують поведінку пружного елемента моделі «N». Рівняння, що характеризують лінійну в'язкість «N» можуть бути виражені залежностями зв'язку напружень зі швидкостями деформацій наступними залежностями [7]:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= 2\mu_0(\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}) + \sigma; \\ \sigma_y &= 2\mu_0(\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}) + \sigma; \\ \sigma_z &= 2\mu_0(\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}) + \sigma,\end{aligned}\quad (6)$$

де  $\mu_0$  – коефіцієнт в'язкості об'ємних деформацій,

$$\mu_0 = \frac{2}{3} \left( \frac{1+\nu}{1-2\nu} \right) \mu;$$

$\mu$  – коефіцієнт в'язкості зсувних деформацій;

$$\dot{\varepsilon} = \frac{1}{3}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z),$$

де  $\dot{\varepsilon}_x, \dot{\varepsilon}_y, \dot{\varepsilon}_z$  -- компоненти швидкостей лінійних деформацій.

З урахуванням введених позначень вирази (6) набудуть вигляду:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{2\mu((-7+11\nu)\dot{\varepsilon}_x - (-2+7\nu)(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z))}{-9+18\nu}; \\ \sigma_y &= \frac{2\mu((-7+11\nu)\dot{\varepsilon}_y - (-2+7\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_z))}{-9+18\nu}; \\ \sigma_z &= \frac{2\mu((-7+11\nu)\dot{\varepsilon}_z - (-2+7\nu)(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_x))}{-9+18\nu}; \\ \tau_{xy} &= \mu(\dot{\gamma}_{xy}); \tau_{xz} = \mu(\dot{\gamma}_{xz}); \tau_{yz} = \mu(\dot{\gamma}_{yz}).\end{aligned}\quad (7)$$

Суми компонент напружень пружної та в'язкої складових у можуть бути записані з урахуванням того, що компоненти деформацій та швидкостей деформацій можуть бути переписані у вигляді зручному для розуміння типу рівнянь та зручному для розв'язання рівнянь відносно компонентів деформацій:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{E(\varepsilon_x[t](-1+\nu) - (\varepsilon_y[t] + \varepsilon_z[t])\nu)}{-1+\nu+2\nu^2} + \\ &+ \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon'_x[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon'_y[t] + \varepsilon'_z[t]))}{-9+18\nu};\end{aligned}\quad (8)$$

$$\begin{aligned}\sigma_y &= \frac{E(\varepsilon_y[t](-1+\nu) - (\varepsilon_x[t] + \varepsilon_z[t])\nu)}{-1+\nu+2\nu^2} + \\ &+ \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon_y'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_x'[t] + \varepsilon_z'[t]))}{-9+18\nu}; \\ \sigma_z &= \frac{E(\varepsilon_z[t](-1+\nu) - (\varepsilon_x[t] + \varepsilon_z[t])\nu)}{-1+\nu+2\nu^2} + \\ &+ \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon_z'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_x'[t] + \varepsilon_y'[t]))}{-9+18\nu}; \\ \tau_{xy} &= \frac{E\gamma_{xy}[t]}{2(1+\nu)} + \mu(\gamma_{xy}'[t]); \tau_{yz} = \frac{E\gamma_{yz}[t]}{2(1+\nu)} + \mu(\gamma_{yz}'[t]); \\ \tau_{xz} &= \frac{E\gamma_{xz}[t]}{2(1+\nu)} + \mu(\gamma_{xz}'[t]).\end{aligned}$$

Розв'язок диференціальних рівнянь (8) відносно компонент нормальних деформацій має вигляд:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x[t] &= \frac{1}{3E} e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\nu\mu}} \left( \begin{aligned} &3e^{\frac{3Et}{2\mu+2\nu\mu}} (\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)) + \\ &+ e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} E(2C[1] - C[2] - C[3]) + \\ &+ E(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right); \\ \varepsilon_y[t] &= \frac{1}{3E} e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\nu\mu}} \left( \begin{aligned} &-3e^{\frac{3Et}{2\mu+2\nu\mu}} (-\sigma_y + \nu(\sigma_x + \sigma_z)) - \\ &- e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} E(C[1] - 2C[2] + C[3]) + \\ &+ E(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right); \\ \varepsilon_z[t] &= \frac{1}{3E} e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\nu\mu}} \left( \begin{aligned} &-3e^{\frac{3Et}{2\mu+2\nu\mu}} (\nu(\sigma_x + \sigma_y) - \sigma_z) - \\ &- e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} E(C[1] + C[2] - 2C[3]) + \\ &+ E(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right).\end{aligned}$$

Постійні інтегрування визначаються з умови, що при часі  $t = 0$ ,  $\varepsilon_x[t] = \varepsilon_y[t] = \varepsilon_z[t] = 0$ , звідки:

$$C[1] = -\frac{\sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z}{E}; C[2] = -\frac{-\nu\sigma_x + \sigma_y - \nu\sigma_z}{E};$$

$$C[3] = -\frac{-\nu\sigma_x - \nu\sigma_y + \sigma_z}{E}.$$

Значення компонент швидкостей нормальних в'язкопружних деформацій визначаються шляхом диференціювання по часу останніх виразів з урахуванням постійних інтегрування:

$$\dot{\varepsilon}_x = \frac{e^{\frac{3EEt}{2\mu+2\nu\mu}} \left( e^{\frac{EEt}{\mu+\mu\nu}} (2\sigma_x - \sigma_y - \sigma_z) - \frac{3(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{1+\nu} \right)}{6\mu};$$

$$\dot{\varepsilon}_y = \frac{e^{\frac{3EEt}{2\mu+2\nu\mu}} \left( e^{\frac{EEt}{\mu+\mu\nu}} (2\sigma_y - \sigma_x - \sigma_z) - \frac{3(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{(1+\nu)} \right)}{6\mu}; \quad (9)$$

$$\dot{\varepsilon}_z = \frac{e^{\frac{3EEt}{2\mu+2\nu\mu}} \left( e^{\frac{EEt}{\mu+\mu\nu}} (2\sigma_z - \sigma_x - \sigma_y) - \frac{3(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{(1+\nu)} \right)}{6\mu}.$$

З виразів (9) компоненти нормальних напружень виражаться через компоненти швидкостей нормальних деформацій наступним чином:

$$\sigma_x = \frac{2}{9} e^{\frac{Et}{2\mu+2\nu\mu}} \mu \left( 6\dot{\varepsilon}_x - 3(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right);$$

$$\sigma_y = \frac{2}{9} e^{\frac{Et}{2\mu+2\nu\mu}} \mu \left( 6\dot{\varepsilon}_y - 3(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right);$$

$$\sigma_z = \frac{2}{9} e^{\frac{Et}{2\mu+2\nu\mu}} \mu \left( 6\dot{\varepsilon}_z - 3(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_x) - \frac{e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right).$$

Середнє нормальне (гідростатичне) напруження, що стискає елемент сухого тертя в моделі Бінгама становитиме:

$$\sigma = \frac{2e^{\frac{3EEt}{2\mu+2\mu\nu}} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{9-18\nu} \quad (10)$$

Аналогічно визначаються компоненти швидкостей зсувних в'язкопружних деформацій, а з них компоненти зсувних напружень:

$$\tau_{xy} = e^{\frac{Et}{2\mu(1+\nu)}} \mu \dot{\gamma}_{xy}; \tau_{yz} = e^{\frac{Et}{2\mu(1+\nu)}} \mu \dot{\gamma}_{yz}; \tau_{xz} = e^{\frac{Et}{2\mu(1+\nu)}} \mu \dot{\gamma}_{xz}. \quad (11)$$

Час деформування, що входить в залежності зв'язку напружень зі швидкостями деформацій може бути визначений з часу розповсюдження хвилі напружень. Швидкість розповсюдження хвилі напружень [6]:

$$c = \sqrt{\frac{\lambda + 2G}{\rho}},$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт Ляме,

$$\lambda = k - \frac{2}{3}G; k = \frac{2}{3} \left( \frac{1+\nu}{1-2\nu} \right) G; G = \frac{E}{2(1+\nu)}.$$

Час розповсюдження хвилі:

$$t = \frac{l}{c} = \frac{l}{\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}}, \quad (12)$$

де  $l$  - відстань на якій затухає хвиля напружень у даному середовищі.

Таким чином рівняння (10) разом з (11) визначають напруження стискання, що діють на елемент сухого тертя і входить до рівняння (1).

Для написання рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформацій у другій частині моделі (Тіло Бінгама) необхідно підсумувати напруження пластичної течії (елемент сухого тертя Сен-Венана) та лінійно в'язкої течії (Тіло Ньютона). Рівняння пластичної течії можуть бути записані у вигляді [7]☺

$$\sigma_x = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_x - \varepsilon) + \sigma; \sigma_y = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_y - \varepsilon) + \sigma; \sigma_z = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_z - \varepsilon) + \sigma; \quad (13)$$

$$\tau_{xy} = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{xy}; \tau_{yz} = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{yz}; \tau_{xz} = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{xz},$$

де  $\sigma_i, \varepsilon_i$  - інтенсивність напружень та інтенсивність деформацій, відповідно.

В останніх рівняннях можна нехтувати складовою  $\varepsilon$ , оскільки всебічного ущільнення (розтягнення) в процесі пластичного деформу-

вання може не бути. Згідно А.Надаї [8], функція течії  $\frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i} = \frac{k}{\sqrt{2}\varepsilon}$ . Тут величина  $k$  виражається залежністю (1). З урахуванням отриманого значення середнього (гідростатичного напруження для тіла Кельвіна-Фойгта (10)) величина функції течії (при відсутності ущільнення при пластичній течії) матиме вигляд:

$$k = -\frac{3(\tau_0 \text{Cos}[\varphi] + \frac{3Et}{2e^{2\mu+2\nu}} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \text{Sin}[\varphi])}{9-18\nu} \quad (14)$$

$$-3 + \text{Sin}[\varphi]$$

Графічно залежність функції, що визначає умову початку течії пружно-в'язкопластичного середовища представлена на рис.2.

Суми пластичної та в'язкої складових (з урахуванням того, що середнє напруження – це сума компонент) матимуть вигляд:

$$\sigma_x = \frac{3k}{2\sqrt{2}}(\varepsilon_x[t] - \varepsilon_y[t] - \varepsilon_z[t]) + \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon'_x[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon'_y[t] + \varepsilon'_z[t]))}{-9+18\nu};$$

$$\sigma_y = -\frac{3k}{2\sqrt{2}}(\varepsilon_x[t] - \varepsilon_y[t] + \varepsilon_z[t]) + \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon'_y[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon'_x[t] + \varepsilon'_z[t]))}{-9+18\nu};$$

$$\sigma_z = -\frac{3k}{2\sqrt{2}}(\varepsilon_x[t] + \varepsilon_y[t] - \varepsilon_z[t]) + \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon'_z[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon'_y[t] + \varepsilon'_x[t]))}{-9+18\nu}.$$

Розв'язок цих рівнянь має вигляд:

$$\varepsilon_x[t] = \frac{e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}}{3k} \left( \begin{array}{l} -\sqrt{2}e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}} (\sigma_y + \sigma_z) + \\ + e^{\frac{9kt(-1+2\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}} k(2C[1] - C[2] - C[3]) + \\ + e^{\frac{3kt}{2\sqrt{2}\mu}} k(C[1] + C[2] + C[3]) \end{array} \right); \quad (15)$$

$$\varepsilon_y[t] = \frac{e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}}{3k} \left( \begin{array}{l} -\sqrt{2}e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}} (\sigma_x + \sigma_z) - \\ - e^{\frac{9kt(-1+2\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}} k(C[1] - 2C[2] + C[3]) + \\ + e^{\frac{3kt}{2\sqrt{2}\mu}} k(C[1] + C[2] + C[3]) \end{array} \right);$$

$$\varepsilon_z[t] = \frac{e^{-\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}}{3k} \begin{pmatrix} -\sqrt{2}e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}(\sigma_x + \sigma_z) - \\ -e^{\frac{9kt(-1+2\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}k(C[1] + C[2] - 2C[3]) + \\ +e^{\frac{3kt}{2\sqrt{2}\mu}}k(C[1] + C[2] + C[3]) \end{pmatrix}.$$

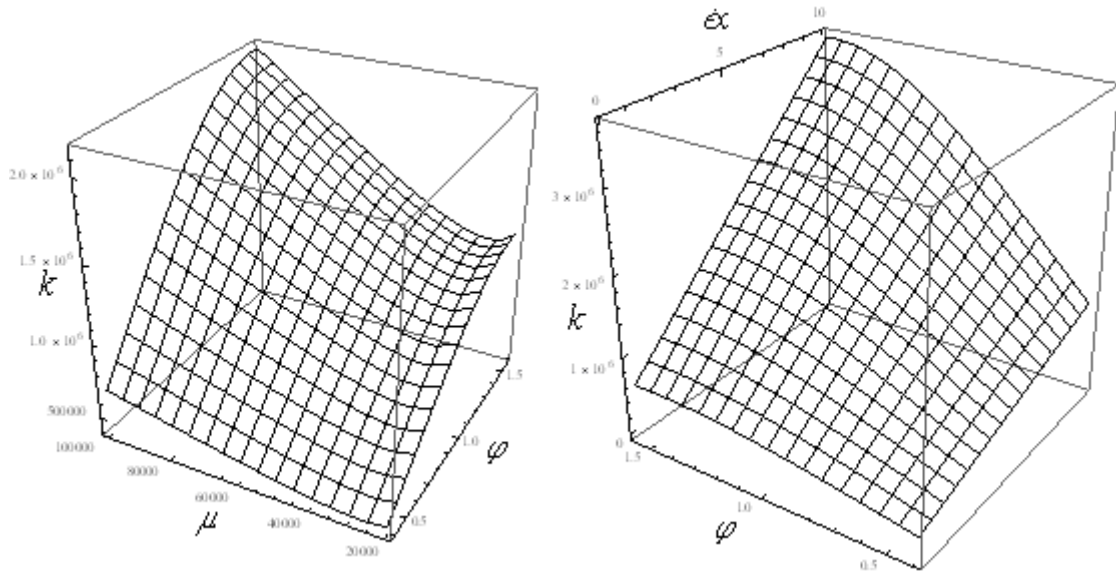


Рис.2. Залежність величини початку течії від механічних властивостей матеріалу та швидкості деформування.

Постійні інтегрування визначаються аналогічно попередньому випадку і становлять:

$$C[1] = -\frac{-\sqrt{2}\sigma_y - \sqrt{2}\sigma_z}{3k}; C[2] = -\frac{-\sqrt{2}\sigma_x - \sqrt{2}\sigma_z}{3k};$$

$$C[3] = -\frac{-\sqrt{2}\sigma_x - \sqrt{2}\sigma_y}{3k}.$$

Після підстановки постійних інтегрування в рівняння (15), диференціювання компонент деформацій по часу та вираження з них компонент нормальних напружень для пружно-в'язкопластичного середовища у відповідності до механічної моделі (рис.1) останні матимуть вигляд:

$$\sigma_x = \frac{2}{9}\mu \left( 3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}}(2\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right);$$

$$\sigma_y = \frac{2}{9}\mu \left( 3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}}(2\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right);$$
(16)

$$\sigma_z = \frac{2}{9} \mu \left( 3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right),$$

$$K_2 = - \frac{27l(-1+2\nu) \left( \tau_0 \cos\varphi + \frac{2e^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3 + \sin\varphi)},$$

$$K_1 = \frac{3El}{(2\mu + 2\mu\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}}.$$

Аналогічні перетворення, що виконані у відповідності до зсувних компонент швидкостей деформацій та напружень дають вирази для їх зв'язку з механічними властивостями у вигляді:

$$\tau_{xy} = - \frac{9e^{K_3} \dot{\gamma}_{xy} \left( \tau_0 \cos\varphi + \frac{2e^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{2\sqrt{2}(-1+e^{K_3})(-3 + \sin\varphi)};$$

$$\tau_{xz} = - \frac{9e^{K_3} \dot{\gamma}_{xz} \left( \tau_0 \cos\varphi + \frac{2e^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{2\sqrt{2}(-1+e^{K_3})(-3 + \sin\varphi)};$$

$$\tau_{yz} = - \frac{9e^{K_3} \dot{\gamma}_{yz} \left( \tau_0 \cos\varphi + \frac{2e^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{2\sqrt{2}(-1+e^{K_3})(-3 + \sin\varphi)}, \quad (17)$$

$$K_3 = - \frac{9l \left( \tau_0 \cos\varphi + \frac{2e^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_z + \dot{\varepsilon}_y) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{2\sqrt{2}\mu \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3 + \sin\varphi)}$$

Графічно залежності (16) подані на рис. 3.

Аналіз залежностей (16), (17) свідчить про те, що на величину напружень суттєвий вплив мають одноіменні компоненти швидкостей деформацій, в той час як інші компоненти швидкостей деформацій мають несуттєвий вплив, що дає можливість суттєво спростити фізичні рівняння при практичних застосуваннях при розв'язанні контактних задач взаємодії з пружно-в'язкопластичним середовищем деформаторів та задач аналізу напружено-деформованого стану.

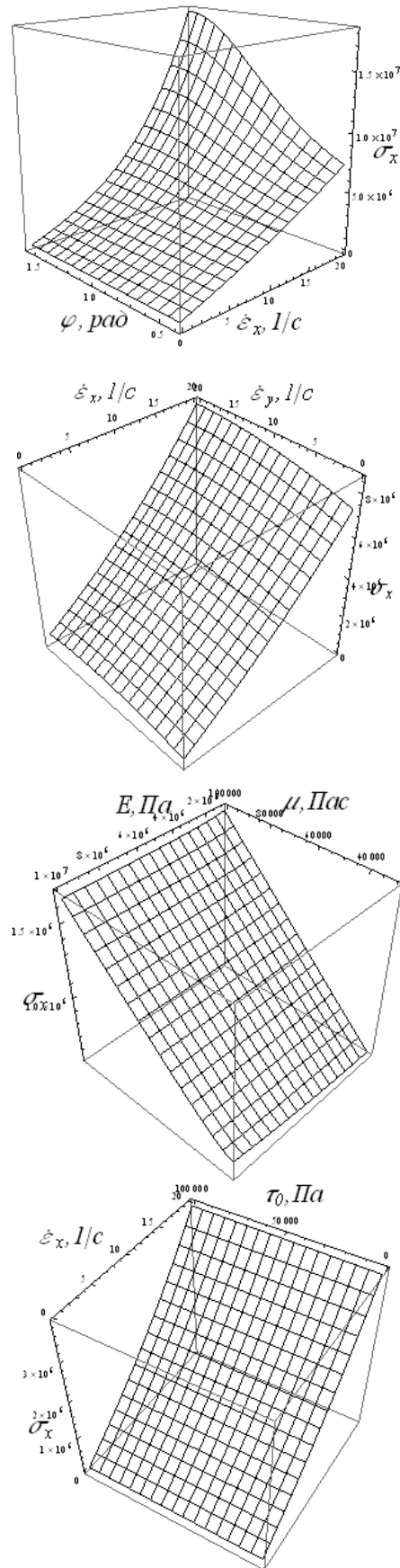


Рис.3. Залежність величини початку течії від механічних властивостей матеріалу та швидкості деформування.

Аналізуючи вплив механічних властивостей середовища можна прийти до висновку, про несуттєвість впливу на величину напружень початкового напруження зсуву та модуля пружності при величинах їх значень близьких до величин, що характеризують більшість середовищ та матеріалів з якими взаємодіють робочі органи машин (грунт, зернові матеріали, органічні та мінеральні добрива та ін.).

Слід відзначити, що при розв'язанні контактних задач одержані фізичні рівняння зв'язку напружень з деформаціями повинні бути підставлені у рівняння динаміки руху середовища, після чого отримані рівняння можуть бути розв'язані відносно кінематичних параметрів руху. Така постановка частіше всього зустрічається в задачах взаємодії робочих органів машин з матеріалами і середовищами, оскільки часто відомі лише кінематичні параметри взаємодії і не відомими залишається динамічна реакція середовища на прикладену дію. А саме ця реакція може бути визначена шляхом розв'язання контактних задач з використанням фізичних рівнянь зв'язку напружень з вектором швидкості прикладеної дії по певній поверхні контакту та механічними властивостями середовища, а саме модулем пружності, коефіцієнтом в'язкості, кутом внутрішнього тертя та початковим напруженням зсуву.

*Висновки.* Розроблена механічна модель та фізичні рівняння зв'язку компонент напружень зі швидкостями деформацій для пружно-в'язкопластичного середовища з суттєвим проявом, як лінійно в'язких властивостей так і властивостей сухого тертя та пружних властивостей з застосуванням модифікованого критерія міцності Кулона-Мора в якості функції в'язкопластичної течії дозволяє розв'язувати задачі про визначення просторового напружено-деформованого стану середовищ та матеріалів у яких проявляються властивості сухого та в'язкого внутрішнього тертя разом з пружними властивостями. Ці фізичні рівняння можуть використовуватись при розв'язаннях контактних задач взаємодії деформаторів при суттєвому впливі швидкості на напружений стан.

При розв'язанні цих задач фізичні рівняння можуть бути спрощені в залежності від суттєвості впливу тих чи інших властивостей середовищ та матеріалів.

#### *Література.*

1. Кулен А. Современная земледельческая механика. / А. Кулен, Х. Куиперс.– М.: Агропромиздат, 1986. – 349 с.
2. Кушнарєв А.С. Механико–технологические основы обработки почвы. / А.С. Кушнарєв, В.И. Кочев.– К.: Урожай, 1989 – 144 с.
3. Про визначення критерію вигляду напружено-деформованого стану суцільного середовища/ Ковбаса В.П. //Вісник ХДТУСГ,

„Підвищення надійності відновлюємих деталей машин” – Харків - 2001.- Вип. 8, т.2. - С.79-82.

4. Про критерій міцності та співвідношення між компонентами сильного середовища/ Ковбаса В.П., Ярошенко В.В.// Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник: Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.— Кіровоград:КНТУ.—2010.—Вип.40. Част. 1.—С.35-39.
5. Ишлинский А.Ю. Математическая теория пластичности./ А.Ю. Ишлинский, Д.Д. Ивлев—М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001, 2003. – 701 с.
6. Седов Л.И. Механика сплошной среды./ Л.И. Седов – М.: Наука, 1976, т.1, -- 535 с.
7. Безухов И.Н. Основы теории упругости, пластичности и ползучести./ И.Н. Безухов- М.: В.Ш., 1968.- 512 с.
8. Надаи А. Пластичность и разрушение твердых тел. / А. Надал— М.: Изд. Иностранной литературы, 1954. – 648 с.

### **К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ФИЗИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ УПРУГОВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКОЙ СРЕДЫ С УСЛОВИЕМ РАЗРУШЕНИЯ ПО МОДИФИЦИРОВАННОМУ КРИТЕРИЮ КУЛОНА-МОРА**

Гуцол А.П., Ковбаса В.П., Курка В.П.

#### *Аннотация*

**Разработана механическая модель и составлены физические уравнения связи напряжений со скоростями деформаций в пространственной постановке для упруго-вязкопластической среды с использованием модифицированного критерия прочности Кулона-Мора.**

### **TO DETERMINATION OF PHYSICAL EQUATIONS OF ELASTICITY – VISCOSE – PLASTIC ENVIRONMENT WITH CONDITION OF DESTROYING MODIFIED CRITERION OF KULON – MORE**

A. Gutzol, V. Kovbasa, V.Kurka.

#### *Summary*

**The mechanical model and physical equations of connection of stress with speed of deformations in spatial raising for elasticity – viscose – plastic environment with using modified criterion of durability of Kulon–More is developed in this article.**

УДК. 621.824.33

## РОЗРАХУНОК МАСИ ПОРОШКОВОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ ПОКРИТТЯ ЗНОШЕНОГО КУЛАЧКА РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛУ ДВИГУНУ КАМАЗ-740.10

Смелов А.О., к.т.н.,

Рубцов М.О., к.т.н.,

Лазуренко А.С., інженер .

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

*Тел/факс (0619) 42-20-74*

**Анотація** – робота присвячена розрахунку маси порошкового матеріалу для електроконтактного напикання кулачка розподільного валу двигуну КАМАЗ-740.10. Це надасть можливість встановити необхідну кількість матеріалу для відновлення кулачка в залежності від умов процесу.

**Ключові слова** – профіль кулачка, маса порошкового матеріалу, формула розрахунку.

*Постановка проблеми.* Аналіз результатів досліджень [1] показує, що розрахувавши форму профілю відновлення та величину прошарку порошку можна поррахувати масу порошку при постійному порошковому матеріалі та властивості покриття, отриманих електроконтактним напиканням.

Оскільки при формі контактної поверхні, виконаної за формою поверхні, що відновлюється, товщина порошкового шару у вихідному положенні буде нерівномірною, то розрахунки доцільно проводити за допомогою інтегрального числення.

Розрахунок маси порошкового матеріалу є актуальним, тому що заздалегідь допомагає придбати визначену кількість необхідних матеріалів і робити всіляке планування відновлення.

*Аналіз останніх досліджень:* Дослідженнями Меркулова О.Ф. [2] була відпрацьована методика відновлення гранично зношених кулачків електроконтактним напиканням тільки на вершину кулачка. При цьому ці кулачки перешліфовувалися на еквідістантний профіль з майже плоскою вершиною. Тому необхідна кількість порошкового матеріалу для всіх відновлюваних кулачків за цією технологією була однаковою і визначена експериментально.

*Формування цілей статті.* Метою даної роботи є розрахунок маси порошкового матеріалу для відновлення зношеного кулачка розподільного валу двигуну КАМАЗ-740.10.

*Основна частина.*

Дослідженнями [1] (таблиця 2) було доведено, що найкраща форма профілю відновлення являє собою параболу:

$$y = 0,082644628x^2 \quad (1)$$

Крім того тими ж дослідженнями було встановлено величину шару порошку в залежності від  $h_0$  і  $h_k$  (рис. 1).

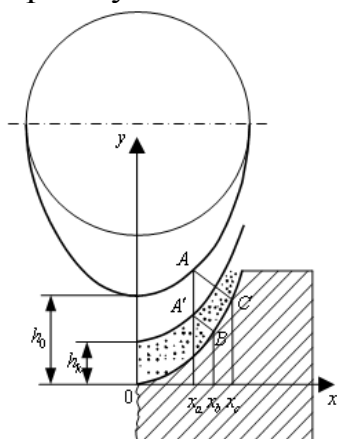


Рис. 1. Визначення величини шару порошку.

$b$  – ширина профілю кулачка, яка підлягає покриттю порошковим матеріалом, м;

$\delta$  – товщина шару порошку в залежності від  $h_0$  і  $h_k$ , яку за розрахунками [1] можна вважати сталою, м.

В формулі (2) розрахунковою величиною є величина  $L$

$$L = 2 \int_0^l \sqrt{1 + (y')^2} dx \quad (3)$$

де  $y = ax^2$  – формула профілю кулачка, яка задається на відрізку  $[0; l]$ .

$$\begin{aligned} L &= 2 \int_0^l \sqrt{1 + (y')^2} dx = \left\{ \begin{array}{l} y = ax^2 \\ y' = 2ax \end{array} \right\} = 2 \int_0^l \sqrt{1 + 4a^2 x^2} dx = 4a \int_0^l \sqrt{x^2 + \left(\frac{1}{2a}\right)^2} dx = \\ &= 4a \left( \frac{x}{2} \cdot \sqrt{x^2 + \frac{1}{4a^2}} + \frac{1}{8a^2} \ln \left| x + \sqrt{x^2 + \frac{1}{4a^2}} \right| \right) \Big|_0^l = \\ &= 4a \left( \frac{l}{2} \cdot \sqrt{l^2 + \frac{1}{4a^2}} + \frac{1}{8a^2} \ln \left| l + \sqrt{l^2 + \frac{1}{4a^2}} \right| - \frac{1}{8a^2} \ln \frac{1}{2a} \right) \end{aligned}$$

Отже, з урахуванням (3), формула (2) прийме вигляд:

$$m = 4a \cdot \gamma \cdot b \cdot \delta \cdot \left( \frac{l}{2} \cdot \sqrt{l^2 + \frac{1}{4a^2}} + \frac{1}{8a^2} \ln \left| 2a \left( l + \sqrt{l^2 + \frac{1}{4a^2}} \right) \right| \right) \quad (4)$$

Для обчислення маси порошкового матеріалу використовуємо формулу

$$m = \gamma \cdot V = \gamma \cdot L \cdot b \cdot \delta \quad (2)$$

де  $\gamma$  – питома вага порошкового матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;

$V$  – об'єм порошкового матеріалу, м<sup>3</sup>;

$L$  – довжина профілю кулачка, яка підлягає покриттю порошковим матеріалом, м;

Підставивши в (4)  $a = 0,082644628$ , матимемо

$$m = 0,33 \cdot \gamma \cdot b \cdot \delta \cdot \left( \frac{l}{2} \cdot \sqrt{l^2 + 36,6} + 18,3 \cdot \ln \left| 0,162 \cdot \left( l + \sqrt{l^2 + 36,6} \right) \right| \right)$$

*Висновки.* Розрахунок маси порошкового матеріалу дозволяє встановити норму його використання для покриття одного зношеного кулачка розподільного валу двигуну КАМАЗ-740.10. Отримані результати залежать від товщини шару порошку  $\delta$ , яка в свою чергу є функцією початкового значення  $h_0$  і кінцевого  $h_k$ .

### *Література.*

1. Рубцов М.О., Лазуренко А.С. Математичне обґрунтування вибору формули для зношеного профілю кулачка розподільного валу двигуну КАМАЗ-740.10 / М.О. Рубцов, А.С. Лазуренко. Праці ТДАТУ. Випуск 10. Том 2, Мелітополь 2010, с 151-160.
2. Меркулов А.Ф. Восстановление кулачковых валов ДВС ЭКН металлических порошков в условиях сельскохозяйственных ремонтных предприятий [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 : защищена 12.11.84 : утв. 15.02.85 / Меркулов Александр Филиппович. – М., 1984. – 215 с.

## **РАСЧЕТ МАССЫ ПОРОШКОВОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ ПОКРЫТИЯ ИЗНОШЕННОГО КУЛАЧКА РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ КАМАЗ-740.10**

Смелов А.А., Рубцов Н.А., Лазуренко А.С.

### *Аннотация*

Работа посвящена расчету массы порошкового материала для электроконтактного напекания кулачка распределительного вала двигателя КАМАЗ-740.10. Это дает возможность установить необходимое количество материала для восстановления кулачка в зависимости от условий процесса.

## **CALCULATION OF MASS OF POWDER MATERIAL COATING WORN CAMS CAMSHAFT ENGINE KAMAZ-740.10**

A. Smelov, N. Rubtsov, A. Lazourenko

### *Summary*

The paper is devoted to the calculation of the mass of powder material for electric-napekaniya cam camshaft engine KAMAZ-740.10. This makes it possible to install the necessary amount of material for the restoration of the cam, depending on process conditions.

УДК 651.334

**ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ ЛЮДСЬКИХ РЕСУРСІВ**

Рогач Ю.П., к.т.н.,  
Луценков В.Л., к.т.н.,  
Головін С.В., інженер  
*Таврійський державний агротехнологічний університет*  
Тел. (0619) 42-14-38

**Анотація – в статті приводиться аналіз сучасного стану та тенденцій розвитку ергономіки в розвинутих країнах світу.**

**Ключові слова – ергономіка, людський чинник, комплекс, ергономічні показники.**

*Постановка проблеми.* Соціальна спрямованість економіки привертає увагу до проблем ергономічності, рішення яких є неодмінною умовою її розвитку. Перехід до постіндустріального суспільства становить інтерес із погляду впливу на людину, його роль і перспективи в економіці та у світі. Гуманізація економіки проявляється «у сполученні об'єктивних потреб функціонування економіки з інтересами людини, з розвитком його творчої, творчої активності». У відповідь на протиріччя суспільного розвитку тенденції до гуманізації економіки знаходять усе більше широке відбиття у фундаментальній економічній науці кінця ХХ - початку ХХІ в. Однак вони не одержали належного, адекватного висвітлення в такій прикладній економічній науці, як ергономіка. Цим і обумовлена актуальність нашого дослідження.

Ергономічність є властивістю предмета або процесу бути функціональними, зручними для життєдіяльності людини. Вона виступає критерієм сумісності речі, послуга або процесу з організмом людини, а також виражає ступінь їх придатності для реалізації людських потреб і підвищення людського добробуту. Сутність ергономічності як фактора якості життя полягає в рівні адаптованості речі, послуги або процесу до природи людини.

*Аналіз публікацій.* Як показав аналіз літературних джерел [1, 2] серед причин нещасних випадків за даними американського вченого Дж.Райана [1], - в 80% випадках травм при експлуатації виробничого обладнання основними стають саме помилки людини. За ініціативою міжнародного профспілкового руху розроблена міжнародна програма поліпшення умов праці і виробничого середовища, здійснення якої є

одним з основних напрямків роботи Міжнародної організації праці, яка повинна реалізувати комплексний підхід до складних і багатообразних проблем охорони здоров'я працівників на виробництві.

*Мета роботи.* Привести аналіз сучасного стану та тенденцій розвитку ергономіки в розвинутих країнах світу.

*Основна частина.* Ще на межі 80-х років американськими ергономістами був зроблений висновок про те, що ключовим фактором ефективності виробництва і управління становиться використання людських ресурсів.

Високий рівень виробництва, який забезпечується комплексною автоматизацією всього виробничого процесу з боку Японії вимушує США та інші країни шукати шляхи більш ефективного використання людських ресурсів, як фактор праці.

По далеко не повним даним Міжнародної організації праці у світі щороку 100 тисяч промислових робітників вмирають від промислових захворювань, причиною яких є вплив шуму, вібрації, пилу та різних аерозолів. Ще більшу небезпеку представляють токсичні, мутагенні, радіологічні і канцерогенні впливи.

Враховуючи вище зазначене можна зауважити, що ергономіка демонструє все зростаючі можливості у використанні досягнень науково-технічного прогресу в інтересах людини та суспільства. Підприємці зацікавлені в кількості і якості продукції; робітників, навпаки, інтересують людські орієнтовані чинники: здоров'я, безпека та комфорт.

Це протиріччя ставить перед медичними працівниками і ергономістами проблему залежності стану здоров'я працівника від виробництва та умов праці. З'являється необхідність залучення професійних знань робітників-операторів (ергономіка участі) та розробки банку даних по ергономіці і автоматичної системи ергономічного проектування (питання участі експертів у розробці банку даних, організації масивів, інформації, технічної реалізації).

У Великобританії у Національному інституті сільськогосподарської техніки розроблений ергономічний моделюючий комплекс, який дає змогу вивчати і оптимізувати всі параметри робочого місця, які впливають на безпеку праці. Це макет робочого місця у натуральну величину, який дозволяє моделювати всі умови праці (шум, вібрація тощо, досліджувати робочі пози людини в ситуаціях, які наближені до реальних, відтворювати вібрації і зміщення по трьом напрямкам: по вздовжньому, поперечному і вертикальному.

Розроблений комплекс дає можливість перейти до вивчення одного параметру робочого місця і доведення його до оптимальних рівнів, як новий підхід до вивчення системи «людина-трактор».

Було виявлено, що оператори здійснюють контроль роботи механізмів на слух і усвідомлено порушують герметизацію кабіни. Пов-

не оселення кабіни диктує обов'язкове використання кондиціонерів, у протилежному випадку виникає парниковий ефект.

Реакції оператора на шумові ефекти неадекватні і часто запізнюються.

Дослідження точності керування трактором на різних швидкостях: підвищена чуйність управління і швидкість примушують оператора зосереджувати увагу на русі агрегату, а на контроль якості роботи немає часу, внаслідок чого зростає ймовірність втрат (при збиранні до 13% ) і аварій.

Тому, велике значення мають розробки системи управління, які відповідають реальним особливостям праці тракториста. Тобто, кабіна повинна забезпечувати можливість зручного розташування оператора і органів керування, запобігати впливу на оператора негативних чинників виробничого середовища.

Немало важливе значення мають такі ергономічні показники:

- зручність роботи – зручність робочої пози механізатора, раціональність компоновки приладів управління, величини і спрямованості робочих зусиль;

- зручність сприйняття інформації;

- ефективність слухової, зорової та іншої інформації, сигналізації, оформлення шкал, ергономічної обґрунтованості кольору у відповідності з психофізіологічними вимогами;

- зручність обслуговування;

- простота профілактичної підтримки працездатності агрегату (зручність і безпека обслуговування, відповідність вимогам технічної гігієни);

- комфортабельність;

- високий рівень сприятливих умов праці механізатора (зручність розташування приладів і органів управління, ефективність вентиляції, освітлення, низький рівень шуму і вібрації тощо).

Щоб оцінити відповідність конструкції машини психофізіологічним особливостям людини, які знаходять відображення в інженерно-психологічних вимогах, вимогах психології праці і загальній психології, які пред'являються до сільськогосподарської техніки, повинні бути використані показники відповідності машин можливостям сприйняття і переробки інформації: відповідність машини закріпленим і заново сформованим звичкам людини (з урахуванням легкості і швидкості їх формування).

Проблеми ергономіки пов'язані з особливостями її розвитку як науки, що проходило в три етапи. Першим з них був етап коректування, що передбачав організаційний підхід «від машини до людини». При цьому ергономіка виконувала завдання пристосування людини до техніки, вносила рекомендації з раціоналізації трудового процесу. На другій, проектній, стадії свого розвитку ергономіка початку орієнтува-

тися на підхід «від людини до машини», намагаючись урахувати під час проектування засобів виробництва людські параметри. Третя, нинішня, стадія еволюції ергономіки як науки є комплементарним «симбіозом людини і машини в певній середовищі». Вона припускає оптимізацію взаємодії всіх факторів виробничого процесу, вимагаючи як обліку особливостей і потреб людини в процесі створення нової техніки, так і попередження появи можливих ризиків у діяльності виробничої системи, а також мінімізацію змін у навколишній середовищі.

Тенденціям третьої стадії розвитку ергономіки тільки покладе-ний початок. Лише задекларована й постановка її інноваційної проблематики. Вона не проникнула в контекст змісту цієї науки й не трансформувала його в напрямку належного твердження в теорії ергономіки соціальної й екологічної основ. По-перше, незважаючи на наявність соціальних аспектів, у сучасній ергономіці наочним залишається стереотипний ринковий пріоритет економізму. По-друге, взаємодія людини із зовнішнім середовищем як новий виклик сучасній ергономіці залишається в ній змістовно неопрацьованим.

*Висновок.* Існуюча концепція ергономіки гносеологічно обмежує реальні практичні вимоги ергономіки до суспільного виробництва короткостроковим періодом продовження циклу виробництва товарів і середньостроковим періодом їх проектування, а також дослідженням ергономічності не всіх кінцевих результатів виробництва. Вона не враховує людських потреб у частині суспільного економічного відтворення в довгостроковому періоді. Таким чином, дослідження сього-днішнього стану ергономіки виводить нас на актуальну проблему ергономічності суспільного господарства в цілому.

Подальші ергономічні дослідження повинні бути спрямовані не тільки на локальне врегулювання умов праці на виробництвах, але й на регламентацію суспільної трудової діяльності людини в глобальних умовах навколишнього природного середовища. Страждаючи від ентропійних і екологічних наслідків виробничої діяльності, її мінливий, нестійкий стан здобуває особливу роль помітного динамічного фактора в моделюванні ергономічних відносин. Тому метою сучасних ергономічних розробок повинна стати стратегічна ресурсна безпека процесу суспільного економічного відтворення. Ергономіці не вистачає прикладних розробок цього проблемного аспекту. Її зміст і дотепер залишається зацикленним на ендогенних умовах діяльності підприємства й не враховує його екзогенних взаємозв'язків з навколишнім природним середовищем.

Зміст сучасної ергономіки повинен бути представлений дослідженням динамічної рівноваги трьох її органічних складових - ергономічності виробництва (сучасна традиційна ергономіка), його екологічності і ентропійності. Кожна із цього складового авторського ши-

рокого змістовного бачення ергономіки наближена до неї, але не тождна з нею.

*Висновок.* Такі категорії існують окремо, як самостійні. Однак для відбиття всього соціально-економіко-природного спектра дефініцій ергономічних відносин необхідно системно з'єднати ці корелюючі складові в систему ергономіки. Наш синтез зазначених категорій обґрунтований їх ціннісною синергетикою, тобто цінністю для належного широкого розуміння змісту сучасної ергономіки - і цілісного знання про адаптацію до людини умов виробництва (ергономічність виробництва), трансформації виробництвом природи (ентропійність), а також узгодженні виробництва з потребами відтворення навколишнього природного середовища (екологічність).

*Література.*

1. Rayn I.P. Human factors Considerations in Machinery Safeguarding / I.P. Rayn / Human factors Conference, Cincinnati, Ohio, April 12-13, 1994. - Cincinnati, 1994.
2. Мунінов В.М. Современное состояние и тенденции развития эргономики за рубежом / В.М. Мунінов. – М.: ВНИИТЭ, 1997. – 74 с.

## **ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЧЕЛОВЕЧЕСКИХ РЕСУРСОВ**

Рогач Ю.П., Лущенко В.Л., Головин С.В.

*Аннотация*

**В статье приводится анализ современного состояния и тенденций развития эргономики в развитых странах мира.**

## **PROBLEMS OF USE OF HUMAN RESOURCES**

J. Rogach, V. Lushchenkov, S. Golovin

*Summary*

**In article the analysis of a current state and tendencies of development of ergonomics in the developed countries of the world is resulted.**

УДК. 631.2

**ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ІМПОРТНИХ  
ШИРОКОЗАХВАТНИХ КОМБІНОВАНИХ АГРЕГАТИВ У  
СТЕПОВІЙ ЗОНІ УКРАЇНИ (НА ПРИКЛАДІ ПП «МОГУЧИЙ»  
МЕЛІТОПОЛЬСЬКОГО РАЙОНУ)**

Кішко М.Л. інженер,

*Приватне підприємство «Могучий» Мелітопольський район Запорізька область,*

Болтянський В.М. , к.т.н.,

Мітков Б.В. , к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-12-65

**Анотація** – у статті наведена порівняльна оцінка доцільності використання імпортних агрегатів для степової зони України.

**Ключеві слова** – машинно-тракторний агрегат, комбінований агрегат, питомі витрати, продуктивність, витрати праці, витрати палива.

*Постановка проблеми.* Підвищення продуктивності МТА за рахунок раціонального комплектування машинно-тракторних агрегатів з метою їх ефективного використання, що забезпечує високу продуктивність та мінімальні витрати палива і праці, при дотриманні необхідної якості виконуваних робіт.

За останні роки сільськогосподарське виробництво поповнилося різними сучасними імпортними тракторами та с.г. технікою. Актуальним стало питання раціонального їх використання.

*Аналіз останніх досліджень.* Питанню використання комбінованих агрегатів за останні роки приділено значну увагу. Цьому присвячені роботи Надикто В.Т., Ільченко В.Ю., Агеева Л.Е., Корсюня Н.А., Міткова В.Б. Комбіновані агрегати широко використовуються у господарствах степної зони України [1,2].

*Формулювання мети статті.* Проведення техніко-економічної оцінки показників роботи машинно-тракторних агрегатів, укомплектованих вітчизняною технікою, машинам у порівнянні з імпортним комбінованим агрегатом «MORRIS».

*Основна частина.*

1. Продуктивність машинно-тракторних агрегатів залежить від: робочої ширини захвату і швидкості руху, розмірів і конфігурації участків, рельєфу місцевості та інших факторів.

2. Ширина захвату і швидкість руху агрегатів залежить від потужності та тягового зусилля трактора. В свою чергу продуктивність агрегату зростає з використанням тракторів з більшою тяговою потужністю, при умові що ступінь використання тягового зусилля дорівнює оптимальній (0,88-0,92) [1].

Степова зона охоплює південну частину України і займає територію Дніпропетровської, Донецької, Запорізької, Миколаївської, Херсонської, Одеської та більшу частину Кримського півострова. Розмір поля для перелічених областей неоднаковий і коливається в межах від 85 до 115 га. Такий розмір поля дозволяє застосовувати сучасні широкозахватні комбіновані агрегати, що призводить до скорочення терміну виконання польових робіт за рахунок їх високої продуктивності.

Другим важливим фактором на користь таких агрегатів є те, що необхідна кількість механізаторів та допоміжного персоналу зменшується. Трудові ресурси є складовою виробничого процесу, які безпосередньо виконують основні та допоміжні технологічні операції. Важливість цього ресурсу зумовлена демографічними проблемами в Україні, а саме невідповідним співвідношенням сільського та міського населення, яке є наслідком відтоку кваліфікованих кадрів з сільської місцевості. Цю обставину необхідно враховувати при комплектуванні машинно-тракторного агрегату і визначенні складу машинно-тракторного парку. Впровадження комбінованих (комплексних) агрегатів є одним з важливих елементів вирішення цієї проблеми.

У ПП «Могучий» Мелітопольського району Запорізької області на протязі двох років працює комбінований агрегат «MORRIS» (рис.1), вартість якого перевищує 2,5 млн.грн.



Рис.1. Комбінований агрегат «MORRIS».

Отримані техніко-економічні показники за роки його використання дозволяють провести їх оцінку в порівнянні з одноопераційними агрегатами (табл.1).

Відомо що ефективність сільськогосподарського виробництва залежить від енерговитрат. Тільки рослинництво потребує 80% паливно-енергетичних ресурсів, а це в основному палива та мастильні матеріали. Повні питомі енерговитрати – це загальні витрати механічної енергії на одиницю виконаної роботи, які дорівнюють витратам енергії палива двигуном енергозасобу комбінованого агрегату. З урахуванням всіх витрат енергії в машинах, що приймають участь в роботі, питомі витрати визначаються [1]:

$$A_{\text{п}} = H_{\text{н}} * g_{\text{га}},$$

де  $A_{\text{п}}$  - загально-питомі витрати, Дж/га;

$H_{\text{н}}$  - теплота згорання палива, Дж/кг;

$g_{\text{га}}$  - погектарна витрата палива, кг/га.

Між енергетичними витратами агрегату і витратами палива існує залежність [1]:

$$A_{\text{п}} = 11,6 * g_{\text{га}}.$$

Тому всі заходи, що спрямовані на економію палива, спрямовані на зниження енерговитрат.

Користуючись даними [2], розраховуються питомі витрати для різних варіантів агрегатів (рис. 2).

Варіант агрегату № 1. Середня погектарна витрата палива для трьох операцій дорівнює  $g_{\text{га}} = 12,3$  кг/га., тоді  $A_{\text{п}} = 11,6 * 12,3 = 142,7$  Дж/га.

Варіант агрегату № 3.  $g_{\text{га ср.}} = 11,8$  кг/га, тоді  $A_{\text{п}} = 11,6 * 11,8 = 136,5$  Дж/кг.

Для комбінованого імпортного агрегату  $g_{\text{га}} = 5,2$  кг/га та  $A_{\text{п}} = 60,3$  Дж/кг.

Таким чином, енерговитрати у комбінованого імпортного агрегату порівняльно з вітчизняними одноопераційними у 2,3-2,4 менші, також знижені в 1,6 раза витрати праці. Але із-за високої ціни імпортної техніки собівартість продукції у імпортного комбінованого агрегату вища.

Доцільність же використання імпортного комбінованого агрегату полягає в тому, що він маневрений, значно скорочує термін проведення польових робіт, а це в значній мірі впливає на збільшення врожаю.

Використання одноопераційних агрегатів не є доцільним по ряду причин: збільшуються термін виконання польових робіт і потреби у механізаторах та допоміжному персоналі; зростає чисельність машинно-тракторного парку.

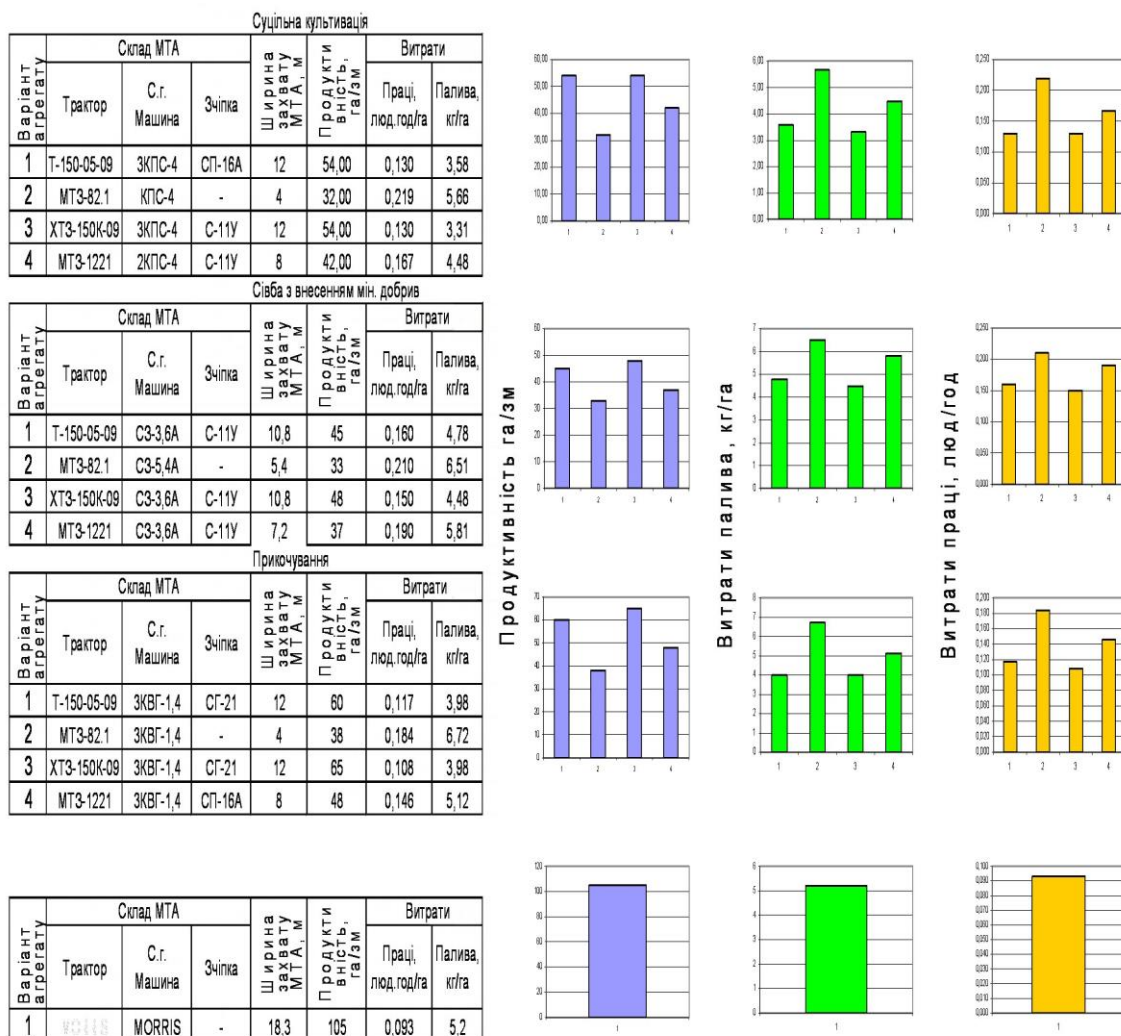


Рис. 2 - Порівняльна техніко-економічна оцінка показників машинно-тракторних агрегатів.

**Висновок.** Таким чином, у зв'язку з викладеним вище, перспектива за комбінованими агрегатами, але на базі вітчизняних тракторів і шлейфу машин до них, ціни яких значно нижче ціни імпоротної техніки. Використання імпоротної техніки з високим рівнем цін на сучасному етапі не є доцільним із-за значного їх впливу на зростання величини собівартості продукції.

*Література.*

1. Машиновикористання в землеробстві / В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний, П.А. Джолос та ін.; За ред.. В.Ю. Ільченка. – К. : Урожай , 1996. – 384 с.

2. Технологічні карти та витрати на вирощуванні сільськогосподарських культур з різними ресурсними забезпеченнями / За ред. Д.І. Мазоренка, Г.Є. Мазнева.- Харків : ХНТУСТ. – 2006. - 725с.

**ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИМПОРТНЫХ ШИРОКОЗАХВАТНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ АГРЕГАТОВ В СТЕПНОЙ ЗОНЕ УКРАИНЫ (НА ПРИМЕРЕ ПП «МОГУЧИЙ» МЕЛИТОПОЛЬСКОГО РАЙОНА)**

Кишко Н.Л. Болтянский В.Н., Митков Б.В.

*Аннотация*

**В статье приведенная сравнительная оценка целесообразности использования импортных агрегатов для степной зоны Украины.**

**EXPEDIENCE OF THE USE OF IMPORTED BROAD-CUT COMBINED AGGREGATES IN TO STEPPE AREA OF UKRAINE (ON EXAMPLE OF PP «MOGYCHY» MELITOPOL DISTRICT)**

M. Kishko, V. Boltyansky, B. Mitkov

*Annotation*

**In the article the resulted comparative estimation of expedience of the use of the imported aggregates for the steppe area of Ukraine.**

УДК 651.334

## ЗАСОБИ ОЦІНКИ СТАНУ ОПЕРАТОРІВ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В СИСТЕМІ ЛЮДИНА-МАШИНА

Рогач Ю.П., к.т.н.,

Луценков В.Л., к.т.н.,

Головін С.В., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-14-38

**Анотація** – в статті приводиться характеристика видів та методів контролю за станом оператора машинно-тракторних агрегатів.

**Ключові слова** – стан людини, контроль стану, методи контролю, типи, принципи, методи, функціональний стан.

*Постановка проблеми.* Стан живих систем, у тому числі і людини, є результатом взаємодії структури і функції (середовища і організму).

Результатом роботи оператора оцінюється з точки зору її продуктивності (швидкість виконання, надійність, точність тощо) і з точки зору психофізіологічної ціни якою вони досягаються.

Під станом людини, який виконує визначену задачу в інженерній психології мають на увазі комплексну характеристику внутрішніх можливостей успішного рішення цієї задачі.

Стан організму визначається здібністю управляючих механізмів забезпечувати рівновагу організму з середовищем, його адаптацію до умов середовища.

Оцінюючи стан оператора в процесі його роботи, дослідником важко здобути інформацію про стан людини, а також систематизувати цю інформацію та проаналізувати отримані дані. Це відбувається внаслідок складності самої системи управління людським організмом, його багаторівневої регуляції, особливостей структури центральної нервової системи і його відділів.

*Аналіз публікацій.* Описуючи та оцінюючи стан людини в процесі трудової діяльності, дослідники неминуче зіштовхуються зі труднощами у засобах здобуття інформації про стан людини, а також з труднощами по систематизації і аналізу здобутих даних [1]. Це відбувається внаслідок складності самої системи управління людським ор-

ганізмом, його багаторівневою регуляцією, особливостями структури центральної нервової системи та її відділів.

*Мета роботи.* Привести характеристику видів та методів контролю за станом оператора машинно-тракторних агрегатів.

*Основна частина.* Діючі методи контролю за станом оператора можна надати у вигляді схеми (рис.1).

В залежності від поставлених цілей контроль стану оператора може бути дослідницьким (для перевірки адекватності інженерно-психологічних рішень, вибору найкращого з варіантів), констатуючих (для перевірки готовності оператора до виконання даної діяльності) і прогнозуючими (з метою попередження виникнення у оператора небажаного стану, який може бути причиною зниження ефективності його діяльності).



Рис.1. Види контролю за станом оператора МТА.

В процесі розробки методики по визначенню стану оператора МТА пропонується його подальше використання для усіх пунктів контролю.

В залежності від використовуємих методів контроль стану може вестися за змінами фізіологічними (які характеризують ступінь напруги організму), психологічними (особливо щільно пов'язаних з регулюючою функцією діяльності), біологічними (типу складу крові, яка дає інформацію про ступінь напруги оператора, виникнення стресових ситуацій) показників.

В залежності від засобу впливу на оператора контроль його стану здійснюється за природними (у випадку зняття показань в процесі безперервної трудової діяльності) і штучними (коли контроль здійснюється під час перерви в основній діяльності за рахунок тестування; таким методом проводиться практично усі психологічні тести) сигналами.

За способами отримання сигналів методи контролю стану можуть бути компактними, використовуваними датчики, закріплені до різних точок тіла оператора та безконтактними (умовний сигнал, акторам-реєстрація довіільного руху положень тіла тощо).

До методів і систем контролю пред'являється цілий ряд вимог; відсутність наслідків (вплив на результати роботи оператора), мала інерційність (отримані результати контролю повинні здійснюватися в даному масштабі часу) висока помилкостійкість, достовірність, інформативність.

Число різних функціональних станів, у яких може знаходитися оператор в процесі роботи, дуже велико. Усі стани можуть бути розбиті на два види –сприятливі і несприятливі для виконання даної діяльності. У першому випадку, реакція організму на умови роботи, які виникають носять характер адекватної мобілізації, тобто, зміни у стані оператора є закономірною реакцією на дії даних факторів і обумовлює нормальну ефективність його роботи. У другому випадку, зміни в стані оператора виходять за межі встановленої норми.

Така реакція організму супроводжується вираженими порушеннями працездатності людини.

Таким чином, системи контролю, які використовуються до оператора дозволяють:

- проводити поточний контроль стану оператора;
- забезпечити видачу рекомендацій і здійснювати вплив на управління людськими і машинними ланцюгами за даними результатів контролю;
- робити дослідження системи «людина-машина» з метою оптимізації зв'язку між людиною і машиною і, як наслідок – підвищення ефективності діяльності оператора.

*Висновок.* Кінцевою метою контролю і діагностики стану оператора є їх нормалізація (управління станом). Вона представляє собою систему впливів, спрямованих на запобігання несприятливих станів

оператора і має метою попередження помилок людини і зберігання його здоров'я (корекція режимів праці і відпочинку, вплив зовнішніх подразників, різні види саморегуляції стану).

*Література.*

1. Горшков С.И., Золина З.М., Мойкин Ю.В. Методики исследований в физиологии труда / С.И.Горшков, З.М.Золина, Ю.В.Мойкин. – М.: Медицина, 1984. – 312 с.
2. Мейстер Д., Рабидо Дж. Инженерно-психологическая оценка при разработке систем управления. Перевод с англ. Туровкой И.И. / Д.Мейстер, Дж.Рабидо. – М.: Советское радио, 1980. – 344 с.
3. Зинченко В.П., Леонова А.Б., Стрелков Ю.К. Психометрика утомлений / В.П.Зинченко, А.Б.Леонова, Ю.К.Стрелков. – М.: Изд-во МКУ, 1987. – 109 с.

**СРЕДСТВА ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ОПЕРАТОРОВ  
МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ В СИСТЕМЕ ЧЕЛОВЕК- МАШИНА**

Рогач Ю.П., Луценков В.Л., Головин С.В.

*Аннотация*

**В статье приводится характеристика видов и методов контроля за состоянием оператора машинно-тракторных агрегатов.**

**MEANS OF THE ESTIMATION OF THE CONDITION OF  
OPERATORS OF MOBILE TECHNICS IN SYSTEM THE  
PERSON - THE CAR**

J. Rogach J.P., V. Lushchenkov, S. Golovin.

*Summary*

**In article the characteristic of kinds and a quality monitoring behind a condition of the ope.**

УДК. 631.4

**ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ МТА**

Манькова М.А., інженер

Аюбов А.М., к.т.н.,

Мітков Б.В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-12-65

**Анотація** – у статті наведено можливі шляхи підвищення продуктивності МТА, в залежності від основних техніко-економічних показників.

**Ключові слова** - продуктивність, машино тракторний агрегат, ширина захвату, швидкість руху, коефіцієнт використання часу зміни.

*Постановка проблеми.* Ефективне використання сільськогосподарської техніки – обов'язкова умова економічного розвитку с.-г. підприємства (не залежно від форми власності). Відомо, що для підвищення продуктивності праці вирішальне значення має технічний прогрес, комплексна механізація виробничих процесів, використання машин з високими техніко-економічними показниками. Технічні засоби виробництва займають значну питому вагу в основних фондах господарства ( до 15% на 100 га оброблюваних земель). Вартість тракторних робіт складає майже 20% всіх витрат на виробництво валової продукції рослинництва. Подальша інтенсифікація виробництва тісно пов'язана зі збільшенням обсягів механізованих робіт. Тому інженерно-технічні працівники у тісній співпраці з економістами і агрономами повинні вирішувати цілий ряд важливих питань пов'язаних з високопродуктивним використанням с.-г. техніки, скороченням витрат на утримання тракторів і других с.-г. машин. На сьогодні накопичений достатній досвід експлуатації, утримання і зберігання машино-тракторного парку. Але в цій справі є немало резервів, використання яких є невідкладною задачею інженерно-технічної служби господарств. Резерви підвищення продуктивності: вивчення і узагальнення використання на різних видах с.-г. робіт МТА та їх робочого часу, визначення прямих і приведених витрат на обробіток 1 га. Напрямки зниження експлуатаційних витрат на роботу агрегатів різні. Одним із

напрямоків зменшення витрат, при рівних інших умовах, являється збільшення продуктивності [1,2].

*Метою роботи.* Обґрунтування факторів які найбільш суттєво впливають на продуктивність МТА.

*Основна частина.* Продуктивність – один з найважливіших технологічних показників використання МТА, від якого в значній мірі залежить ефективність всього сільськогосподарського виробництва.

На продуктивність впливають фактори, які залежать від експлуатаційних показників агрегату (швидкість руху  $V_p$ , ширина захвату  $B_p$ , номінальна потужність двигуна  $N_{ен}$ , гакова потужність  $N_t$ , тягове зусилля  $P_m$ ) і визначають технічні можливості агрегату які залежать від умов роботи і визначають питомий опір, розміри ділянки, кут нахилу місцевості, також на продуктивність впливають рівень організації машиновикористання, форми організації праці, кваліфікація механізаторів.

З наведеного видно, що шляхи підвищення продуктивності МТА визначаються багатьма факторами, які тісно пов'язані між собою. Успішніше всього ці зв'язки і їх взаємодію можна вирішити використовуючи методологічні основи системного підходу до підвищення продуктивності машинних агрегатів. Продуктивність МТА суттєво залежить від повноти використання конструктивної ширини захвату робочої машини, швидкості руху, часу зміни. А із аналізу формули продуктивності вираженої через ширину захвату, швидкість руху та коефіцієнт використання часу зміни виходить, що існує три способи її підвищення, а це збільшення: ширини захвату, швидкості руху, коефіцієнту використання часу. Якщо формула продуктивності виражена через ефективну потужність чи гакову потужність (прямолінійна залежність), а також з урахуванням питомого тягового опору (зворотна залежність), то з урахуванням виду виконуваної сільгоспоперації, шлях підвищення продуктивності у:

- підвищенні ефективної потужності двигуна трактора чи гакової потужності;
- збільшенні ступеня завантаження трактора за номінальною ефективною потужністю двигуна;
- підвищенні тягового к.к.д. трактора;
- збільшенні коефіцієнту використання ширини захвату;
- зменшенні питомого опору.

Які ж напрямки реалізації теоретичних викладок. При збільшенні ширини захвату зростає тяговий опір машини, його подолання потребує – збільшення тягового зусилля трактора. Щоби запобігти збільшенню при цьому буксування, необхідно збільшити масу трактора, а це призводить до збільшення матеріалоемності та ціни трактора.

Тому підвищення продуктивності шляхом збільшення швидкості руху, на перший погляд, здається більш перспективним. Наукові основи підвищення робочих швидкостей при виконанні сільськогосподарських робіт тракторними агрегатами розроблені ВІМом під керівництвом академіка В.М. Болтінського. При цьому підвищення швидкостей руху можливе лише в тому випадку коли залишаються незмінними або покращуються: якість виконання робіт, умови роботи, тяговий опір робочих машин, витрати палива на одиницю роботи. Якщо хоч один із показників (факторів) погіршується, то такий шлях підвищення продуктивності малоефективний.

Продуктивність МТА суттєво залежить від повноти використання часу зміни ( $\tau$ ). В балансі часу зміни налічується значна кількість складових елементів, значення яких використовується при нормуванні польових механізованих робіт. Велике значення для підвищення  $\tau$  має зниження значення складових часу зміни, окрім одного - чистого часу роботи агрегата, який необхідно збільшити. Науково обґрунтованими оптимальними значеннями коефіцієнту використання часу зміни у степовій зоні України є: оранка; культивування суцільна; лушення стерні (0,80..0,85); міжрядний обробіток з підживленням (0,70..0,72); боронування (0,80..0,90); сівба – 0,75; скошування зернових культур жатками – 0,70; збирання зернових культур комбайнами – 0,65. Комплектування і використання МТА на вказаних операціях повинно забезпечувати значення цих показників з мінімальними відхиленнями.

*Висновок.* Подальше збільшення ширини захвату та швидкості руху МТА для підвищення їх продуктивності є проблематичним. Натомість одним із напрямків підвищення продуктивності МТА є використання комбінованих агрегатів, ефективність яких доведена практикою сільгоспвиробництва. Наприклад, в ПП «Могучий» Мелітопольського району Запорізької області використовується комбінований агрегат «MORRIS», який одночасно виконує чотири операції: культивування, сівба, вирівнювання та прикочування і має виробіток близько 100 га за зміну. Також має значення вивчення принципово нових, менш енергомістких процесів деформації ґрунту і створення на їх основі нових робочих органів комбінованого і активного типу, що дозволять суттєво підняти швидкість руху МТА, а це в свою чергу призведе до підвищення їх продуктивності.

#### *Література.*

1. Машиновикористання в землеробстві. В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний та ін.. За редакцією В.Ю. Ільченка. – К.: Урожай. 1994 р., – 387 с.
2. Бондаренко Н.Г. Експлуатація машино-тракторного парку. / Н.Г. Бондаренко. –К.: Вища школа. 1984 р. – 232 с.

3. Скакян Д.Н. Система показателей комплексной оценки мобильных машин. / Д.Н. Скакян. –М.: Агропромиздат. 1988 г. -415 с.

## **К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МТП**

Манькова М.А., Аюбов А.М., Митков Б.В.

### *Аннотация*

**В статье приведены возможные пути повышения производительности МТА, в зависимости от основных технико-экономических показателей.**

## **TO QUESTION OF INCREASE OF PRODUCTIVITY MTA**

M. Mankova, A. Aybov, B. Mitkov

### *Summary*

**The possible ways of increase of productivity of MTA are resulted in the article, depending on basic технико-экономических indexes.**

УДК 651.334

## КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ЕРГОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ

Лущенко В.Л., к.т.н.,

Книшов О.Я., к.т.н.,

Головін С.В., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-14-38

**Анотація** – в статті приводиться проблема ергономічної оцінки якості об'єктів, надана класифікація методів та принципів ергономічності.

**Ключові слова** – ергономіка, оцінка, ергатична система, типи, принципи, методи, покрокова структура.

*Постановка проблеми.* Проблема ергономічної оцінки якості різних об'єктів, у тому числі і машинно-тракторних агрегатів – одне з ключових питань комплексної системи підвищення якості промислової продукції і технологічних процесів. Ергономічна оцінка якості визнана обов'язковим елементом цілісної оцінки рівня якості об'єктів у техніці.

*Аналіз публікацій.* Як показав аналіз публікацій, на прикладі Лінтварева Б.А. [2], де він розроблює теорію підвищення продуктивності агрегатів для обробки ґрунту, наводить цілу низку джерел повного використання енергії агрегатів і гасу, і за думкою автора – основним з них є зниження ваги машини.

*Основна частина.* Ергономічні якості сучасної техніки визначаються ступеню відповідності параметрів основним характеристикам людини. Об'єктом ергономіки є система «людина-машина». Такі системи є компромісними, в них враховуються можливості оператора, досягнутий рівень технічних характеристик машин і параметрів середовища.

При цьому складові частини ергатичної системи розглядаються як частки функціонально-цілісної системи.

За класифікацією, яку запропонував Мейстер [1], розрізняють три типи ергономічних систем:

1. Системи, які дають можливість прогнозувати працездатність людини, але які практично не враховують характеристики обладнання;

2. Системи, які дають можливість прогнозувати функціонування системи, але які мало або зовсім не враховують характеристики людини;

3. Системи, які як якості людини, так і параметри обладнання, тобто вплив людини на обладнання і вплив обладнання на людину.

Ергономічна оцінка якості тракторів може бути комплексною, диференційованою або змішаною.

Комплексний принцип оцінки закладається у визначенні рівня якості одним інтегральним показником – величиною безрозмірною (ергономічністю).

Диференційований – у визначенні рівня якості за рахунок ряду показників, які визначають визначні якості об'єкту, що оцінюється.

Змішана оцінка рівня якості включає в себе принципи комплексної і диференційованої оцінки.

Оцінка рівня ергономічних показників якості проводиться шляхом порівняння характеристик об'єкта, що оцінюється, з характеристиками об'єкта еталону, останній з яких може бути представлений реальним об'єктом або даними нормативної чи технічної документації.

В процесі ергономічної оцінки в залежності від номенклатури показників використовуються такі принципи:

- принцип альтернативного рішення;
- принцип якісної оцінки;
- принцип кількісної оцінки.

Принцип альтернативного рішення вибирається для рішення про наявність або відсутність визначеного ергономічного показника (так/ні) у відповідності з встановленими ергономічними вимогами до об'єкту оцінки.

Принцип якісної оцінки використовується при наявності тільки якісних (вербально описуваних) характеристик об'єкта оцінки.

Принцип кількісної оцінки використовується при оцінці показників експериментальними або розрахунковими засобами з використанням шкали оціночного масштабу.

Всі вказані принципи враховуються і використовуються при визначенні інтегральної оцінки комплексного показника ергономічності машинно-тракторного агрегату.

Визначення необхідної номенклатури показників при виведенні комплексної оцінки робиться в залежності від її цілей, вимог споживача, умов експлуатації або функціонування об'єкту, конструктивних особливостей, цільової функції, складності об'єкту тощо.

При оцінці значень ергономічних показників якості можуть використовуватися такі методи:

- експериментальний (оцінка здійснюється за допомогою технічних вимірювальних засобів);

- розрахунковий (оцінка здійснюється на підставі врахувань з використанням значень параметрів знайдених іншими методами);
- експертний (оцінка здійснюється на підставі врахувань і обробки думок комісії спеціалістів та експертів).

Ергономічну оцінку якості об'єкта можна показати у вигляді покрокової структури, як показана на рис. 1.



Рис.1. Покрокова структура ергономічної оцінки якості об'єкта.

*Висновок.* Урахування ергономічних вимог для тракторів типу МТЗ-100/12 (наявність більш комфортної кабіни, зниження рівнів шуму та вібрації, розташування органів керування і засобів відображення інформації з врахуванням психофізіологічних особливостей оператора) дало можливість підвищити продуктивність праці у сільськогосподарському виробництві на 17...30%.

#### *Література*

1. Meister D. Behavioral research b government policy Cicilian b millenary. R.N. / D. Meister. – New York, Pergamon Press, 1991.
2. Линтварев Б.А. Научные основы повышение производительности

земледельческих агрегатов / *Линтварев.* – М.: ГОСНИТИ., 1982. – 606 с.

3. *Чугалин Л.К.* Эргономические исследования условий труда механизаторов / *Л.К. Чугалин.* – Техническая эстетика, 1992. - №10.

## **КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА ЭРГОНОМИЧНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ**

Лущенко В.Л., Кнышов О.Я., Головин С.В.

### *Аннотация*

**В статье раскрыта проблема эргономичной оценки качества объектов, представлена классификация методов и принципов обеспечения эргономичности.**

## **COMPLEX ESTIMATION OF ERGONOMIC INDICATORS MASHINNO-TRAKTORNIH OF UNITS**

V. Lushchenkov, O. Knyshov, S. Golovin.

### *Summary*

**In article the problem of an ergonomic estimation of quality of objects is opened, classification of methods and principles of maintenance of ergonomics is presented.**

УДК 536.7

## ОБОРОТНІСТЬ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

Ломейко О.П., к.т.н.,

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Кулінченко В.Р. д.т.н.

*Національний університет харчових технологій*

*Тел. (0619) 44-81-00*

**Анотація** – розглядаються умови оборотності у технічній термодинаміці та схеми теплоенергетичних установок для здійснення кругових процесів, аналізується поняття ентропії, як ключа для визначення внутрішньої і зовнішньої оборотності і не-оборотності процесів.

**Ключові слова** – термодинаміка, оборотність, необоротність, цикл, ентропія, холодильний коефіцієнт.

*Постановка проблеми. Умови оборотності.* Уявлення про оборотність процесів має фундаментальне значення як у фізиці, так і в технічній термодинаміці. У констатації самого факту існування незворотних процесів лежить основна ідея другого початку термодинаміки.

Процес вважається оборотним, якщо він може відбуватися у зворотному напрямку таким чином, що всі тіла, які приймали участь у прямому процесі, придуть при закінченні зворотного процесу до свого початкового стану. Якщо повернення всіх тіл, які приймають участь у процесі, до початкового стану неможливий, то такий процес вважається незворотним. Прикладами незворотних процесів є: тертя, передача теплоти за кінцевої різниці температур, дифузія та інші процеси, які відбуваються в теплосилових і холодильних машинах. Прикладами оборотних процесів можуть бути незатухаючий рух маятника, течія рідини без тертя і інші явища. Усі ці процеси чи самі по собі періодичні, чи можуть здійснюватися в зворотному напрямку без того, щоб у тілах, які приймають у цьому участь, чи в оточуючому ці тіла середовищі залишалися певні зміни.

Якщо виключити з розгляду електромагнітні явища, то джерелами незворотності є: внутрішнє тертя між елементами робочого тіла, тертя між елементами машини, розширення робочого тіла без відводу механічної роботи, дифузія, передача теплоти (як між елементами робочого тіла, так і між тілом і джерелами теплоти), що відбувається при

кінцевій різниці температур, не пружні вібрації твердих тіл, хімічні реакції, змішування різних компонентів, явища осмосу, раптові фазові перетворення (замерзання переохолодженої рідини і конденсація пересиченої пари). Неможливість усунути хоч би частину цих явищ завжди робить процеси, що відбуваються в теплових і холодильних машинах, у тій чи іншій ступені незворотними.

Таким чином, оборотний процес необхідно розглядати як абстракцію, необхідну в якості стандарту для порівняння реальних незворотних процесів. Умовою оберненості термодинамічних процесів є безкінечна повільність їх проходження. Оборотний процес можна представити як сукупність рівноважних станів тіла.

*Аналіз останніх досліджень.* Роботи в області криогенних, близьких до абсолютного нуля, температур привели до надзвичайно цікавих здобутків, які значно розширюють уявлення про можливість практичного наближення до процесів, недалеких від оборотних. Прикладом криогенної рідини є гелій II, який отриманий із звичайного гелію I при його охолодженні від температури 4,21К (температура зрідження) до 2,19К.

Явища надтекучості, відкриті П.Л. Капицею, і теорія квантових рідин, розвинена Л.Д. Ландау, також як і властивості надпровідності, розглядаються як прояв практичної оборотності процесів, які відбуваються при близьких до абсолютного нуля температурах.

У техніці, з достатньою для інженерної практики точністю, процеси, які відбуваються в теплових і холодильних машинах, можна вважати оборотними, якщо зміни, що відбуваються у тілах під час прямого і зворотного їх проходження, порівнянно невеликі. У цьому випадку можна застосовувати виводи і співвідношення, отримані для ідеалізованих процесів, до реальних процесів. Такий підхід повністю виправдовується тим, що похибки при заміні реальних незворотних процесів ідеалізованими оборотними незначні, і тоді ці ідеалізовані процеси можна використовувати для інженерних розрахунків. Ясно, що між оборотними процесами, які розглядаються в термодинаміці, і реальними процесами (навіть якщо вони дуже близько задовольняють умови оборотності) існує принципова різниця.

*Мета роботи.* Розглянути умови оборотності у технічній термодинаміці та схеми теплоенергетичних установок.

*Основна частина.* Варто ще раз звернути увагу, що відкриття особливих властивостей квантових рідин зовсім не ставить під сумнів ту обставину, що реальні процеси, які відбуваються в теплоенергетичних установках, завжди у певній мірі незворотні.

Уявлення про оборотність процесів має першочергове значення у фізиці. Один з творців сучасної фізики М. Планк надавав питанню поділу процесів на оборотні і незворотні велику увагу [1]. У диференціальних рівняннях оборотних процесів, як указував М. Планк, дифе-

ренціал часу входить тільки в парній степені відповідно тій обставині, що знак часу може бути оберненим. “Це стосується в однаковій мірі і коливань маятника, електричним коливанням, акустичним і оптичним хвилям, до рухів матеріальних тіл і електронів, якщо тільки повністю відсутнє затухання”. Цю оборотність механічних рухів можна сформулювати як симетричність по відношенню до зміни знаку часу.

Якщо відбувається довільний тепловий процес, то процес, оборотний йому, тобто такий процес, за якого відбувається проходження через ті ж теплові стани, але тільки у зворотному порядку неможливий. Ми повернемося до цього головного для термодинаміки поняття про оборотність процесу нижче, після розгляду принципів термодинамічних схем теплової і холодильної установок, а також теплового насоса. Будемо по відношенню до кожної з них, а також до довільної комбінації з цих машин застосовувати загальний термін – теплоенергетична установка.

*Принципові схеми теплоенергетичних установок* Принципові схеми теплоенергетичних установок наведені на рис.1. Зазвичай при термодинамічному аналізі вважають, що у кожній теплоенергетичній установці робоче тіло  $C$  здійснює круговий процес, чи цикл.

У випадку роботи теплової машини (рис.1,*а*) різниця між теплотою  $Q_G$ , яка надається робочому тілу від джерела високої температури (тіло  $A$  на схемі), і теплотою  $Q_0$ , що передається від робочого тіла середовищу (тіло  $B$  на схемі), перетворюється в механічну роботу  $L$ , тоді,

$$Q_G - Q_0 = L.$$

Ефективність роботи прямого циклу, який здійснюється в тепловій машині, характеризується відношенням яке називається термічним ККД циклу.

$$\eta_t = \frac{L}{Q_G}, \quad (1)$$

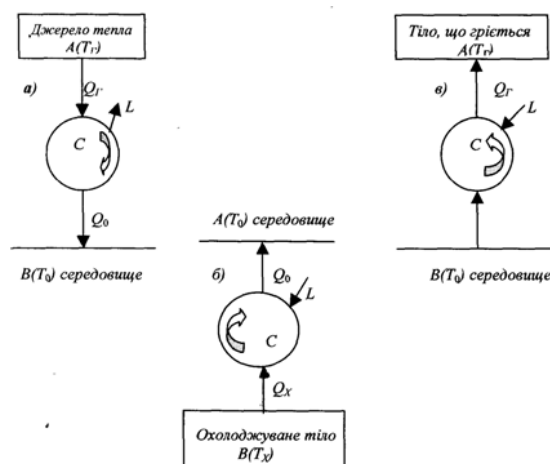


Рис.1. Принципові схеми теплоенергетичних установок: а – теплова машина; б – холодильна машина; в – тепловий.

Якщо машина передає теплоту від тіла  $B$  низької температури  $T_X$  (рис.1,б) до середовища  $A$ , яке має більш високу температуру  $T_0$ , то робоче тіло повинно здійснювати зворотний круговий процес із затратою механічної роботи. Тепло  $Q_X$  у холодильній машині переноситься від холодного тіла  $B$  до оточуючого середовища  $A$ .

Механічна робота, отримана від зовнішніх тіл у вигляді теплоти віддається, разом з величиною  $Q_X$ , оточуючому середовищу. У цьому випадку кількість теплоти, що передається до середовища  $A$ , складається з двох частин  $Q_X$  і  $L$ . Тоді для прямого і зворотного циклів мають місце рівності:

$$Q_{\Gamma} = Q_0 + L; \quad Q_0 = Q_X + L,$$

де  $Q_{\Gamma}$ ,  $Q_X$ ,  $Q_0$  і  $L$  беруться зі своїми абсолютними значеннями, без урахування прийнятого у термодинаміці правила знаків.

Ефективність роботи холодильної машини характеризується відношенням віднятої від холодного тіла теплоти (холоду) до затраченої механічної роботи. Це відношення називається холодильним коефіцієнтом зворотного циклу, рівне:

$$\varepsilon = \frac{Q_X}{L}. \quad (2)$$

Машина, яка віднімає теплоту із середовища і передає її тілу з температурою більш високою, ніж температура самого середовища, називається тепловим насосом. У тепловому насосі (рис.1,в) тіло, яке отримує теплоту  $Q_{\Gamma}$ , має більш високу температуру, ніж середовище, від якого віднімається теплота  $Q_0$ . Розгляд схем, наведених на рис.1, приводить до висновку, що тепловий насос це не що інше, як обернена теплова машина.

Відмінність теплового насоса від холодильної машини криється в тому, що у першому – тіло  $A$  – обмежений простір, а тіло  $B$  – середовище, у той час як у холодильної машини тіло  $A$  – середовище, а тіло  $B$  – обмежений простір, в якому підтримується низька температура чи яке охолоджується.

Тому що призначенням теплового насоса є отримання тілом  $A$  теплоти  $Q_{\Gamma}$ , то ефект дії зворотного циклу у цьому випадку буде характеризуватися відношенням отриманої тілом  $A$  теплоти  $Q_{\Gamma}$  до затраченої ззовні і перетвореної в теплоту роботи, тобто

$$\varphi = \frac{Q_{\Gamma}}{L}. \quad (3)$$

Ця величина, що називається коефіцієнтом перетворення, завжди більша одиниці, тому що знаменник є частиною чисельника.

Повернемося до розгляду про оборотність процесів з метою уточнення цього поняття. На протязі оберненого процесу задовольня-

ється умова механічної і термічної рівноваги як всередині робочого тіла, так і при його взаємодії з іншими тілами.

У тому випадку, коли між робочим тілом (тіло  $C$  на рис.1) і джерелами теплоти (тіла  $A$  і  $B$ ) передача теплоти здійснюється при нескінченно малих різницях температур, можна вважати, що задовольняється умова термічної рівноваги. Аналогічно цьому, якщо різниця тисків між робочим тілом і діючими на нього тілами зовнішнього середовища будуть нескінченно малі, процес можна вважати таким, що задовольняє умову механічної рівноваги.

У подальшому під терміном “оборотний процес” будемо розуміти такий процес, який хоч і не буде в повній мірі задовольняти умови механічної і термічної рівноваги, але буде незначно відрізнятися від оберненого. Така точка зору в інженерній практиці повністю виправдовує себе.

У подальшому необхідно уточнити, який дійсно процес необхідно розглядати, що мало відрізняється від оборотного. Зробити це дуже важливо, тому що тільки тоді стане можливим правильно класифікувати процеси на оборотні і незворотні. Ця класифікація, у свою чергу, важлива, тому що багато термодинамічних співвідношень і законів, справедливі для оборотних процесів, гублять свою силу для незворотних процесів.

Так, наприклад, важні властивості термодинамічних  $p$ ,  $v$ - і  $T$ ,  $s$ -діаграм, які кривіються у тім, що площі під лініями, які зображають процес, виражають відповідно величини роботи і теплоти, відносяться тільки до оборотних процесів і не можуть розповсюджуватися на незворотні процеси.

**Ентропія і незворотність.** Ключ до розв’язку питання про виявлення цієї важливої класифікації процесів на оборотні і незворотні лежить у застосуванні поняття ентропія.

Використовуючи для кругових процесів перший і другий початок термодинаміки, можна записати рівняння Гюї-Стодоли:

$$\Delta L = T_0 \Sigma \Delta S, \quad (4)$$

яке справедливе для прямих і зворотних циклів. Для прямих циклів величини, які входять в рівняння (4), позначають:  $\Delta L$  – зменшення отриманої в прямому циклі роботи  $L$ , що відбувається у зв’язку з незворотністю процесів;  $T_0$  – температура оточуючого середовища;  $\Sigma \Delta S$  – сумарне прирощення ентропії всіх тіл, які беруть участь в процесах (тіл  $A$ ,  $B$  і  $C$  на рис.1).

Тому що ентропія є функція стану тіла, то при круговому процесі, який відбувається з робочим тілом, його ентропія завжди прийме початкове значення і зміна ентропії дорівнює нулю. Отже, під сумарною зміною ентропії при здійсненні кругового процесу необхідно розуміти тільки зміну ентропії тіл  $A$  і  $B$  (джерел теплоти).

При розгляді збільшення ентропії, пов'язаного з незворотною процесів, зручно співставляти два цикли – оборотний і незворотний, в яких величини наданої робочому тілу теплоти  $Q_1$  однакові.

По відношенню до оборотних кругових процесів, які відбуваються як в холодильній машині, так і в тепловому насосі, рівняння (4) необхідно формулювати наступним чином: збільшення затраченої в зворотному циклі роботи, пов'язаної з незворотною процесів, дорівнює добутку абсолютної температури середовища на сумарне прирощення ентропії системи. Користуватися рівнянням (4) при оцінці втрат, пов'язаних з незворотною процесів, можна тільки тоді, коли даний незворотний цикл порівнюється зі зворотним циклом, який має таку саму холодопродуктивність.

Розрахунок сумарного прирощення ентропії як в прямих, так і в зворотних циклах можна звести до визначення зміни ентропії тіл  $A$  і  $B$  при їх незворотному теплообміні з робочим тілом  $C$ . Особливо просто визначати зміну ентропії, яка відбувається під час незворотного теплообміну, у тому випадку, коли температури обох тіл зберігають постійні значення (теплообмін при кипінні чи конденсації).

Нехай температура тіла  $A$ , яке віддає теплоту, дорівнює  $T_A$ , а температура тіла  $B$ , яке сприймає теплоту, дорівнює  $T_B$ ; тоді при незворотній передачі кількості теплоти  $Q$  зменшення ентропії першого тіла буде дорівнювати  $Q/T_A$ , а збільшення ентропії другого складе  $Q/T_B$ . Отже, ентропія системи збільшиться на величину  $\Sigma\Delta S$ , рівну

$$\Sigma\Delta S = Q\left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A}\right).$$

Тому що під час теплообміну завжди  $T_B < T_A$ , то виходить

$$\Sigma\Delta S > 0. \quad (1)$$

Рівняння (4) дозволяє оцінити ступінь оборотності (чи, як кажуть, ступінь досконалості) кругових процесів і відповідно відносити цикли до оборотних чи незворотних.

У тих випадках, коли у круговому процесі величина  $\Delta L$  дуже мала у порівнянні з роботою  $L$ , можна вважати цикл оборотним; якщо ж величина  $\Delta L$  становить значну частку від роботи  $L$ , цикл необхідно відносити до групи незворотних.

*Внутрішня і зовнішня незворотність.* Під час аналізу теплоенергетичних установок зручно розрізняти два види незворотності процесів – незворотність внутрішню і незворотність зовнішню. Така класифікація процесів дозволяє правильно виявляти джерела енергетичних втрат у циклах і дає можливість шукати шляхи для їх усунення.

Якщо в процесі додержуються умови рівноваги всередині тіла, відсутнє внутрішнє тертя і дифузія, не відбувається змішування і хімічні реакції, то такий процес можна вважати внутрішньо оборотним. Умови

рівноваги всередині тіла приводять до того, що в кожній точці робочого тіла, у тому числі і на його границях, величини температур  $t$  і тисків  $p$  відрізняються одна від іншої на досить малі величини  $\Delta t$  і  $\Delta p$ .

При виконанні перерахованих умов з достатньою для інженерних розрахунків точністю можна вважати, що процеси внутрішньо оборотні. Для внутрішньо оборотного процесу зовсім не обов'язково виконання умов рівноваги між робочим тілом і навколишнім середовищем, тобто величини температур і тисків на границях робочого тіла можуть значно відрізнятися від температур і тисків тіл, які знаходяться з ним у взаємодії.

Такий процес, який задовольняє умови внутрішньої рівноваги (а також в якому відсутні всі перераховані вище джерела незворотності), але для якого не виконуються умови рівноваги між робочим тілом і зовнішніми тілами, які знаходяться з ним у взаємодії, називатимемо внутрішніми оберненими з зовнішнім незворотним процесом.

Якщо при оберненості всередині тіла виконуються також умови рівноваги між робочим тілом і джерелом теплоти, то такий процес є повністю оберненим.

Ще раз відмітимо, що під терміном “оборотний процес” варто розуміти такий процес, який з достатньою для інженерної практики точністю наближається до строго оборотного (з точки зору термодинаміки) процесу. Так само необхідно розуміти виконання умови рівноваги – у наближеному змісті.

Підсумовуючи все сказане, можна класифікувати термодинамічні процеси наступним чином:

1. Процеси повністю оборотні, тобто задовольняють умови внутрішньої і зовнішньої рівноваги.
2. Процеси внутрішньо оборотні, але зовнішньо незворотні.
3. Процеси внутрішньо незворотні, але зовнішньо оборотні.
4. Процеси незворотні як внутрішньо, так і зовнішньо.

Точно кажучи, усі без винятку реальні процеси, які відбуваються в машинах, є процесами четвертої групи, тому що в них відсутня як внутрішня, так і зовнішня рівновага – всі вони супроводжуються тертям. Але при термодинамічному аналізі можна використовувати і перші три групи процесів.

Відмітимо, що зовнішня незворотність процесів, найчастіше відбувається в машинах, внаслідок повільного розширення і стискання, такий процес можна розглядати як наслідок порушення тільки термічної рівноваги між джерелом теплоти і робочим тілом.

Під час термодинамічного аналізу різних теплотехнічних і холодильних пристроїв корисним є метод нарощування втрат. До одного з важливих елементів цього методу варто віднести розподіл втрат на внутрішні і зовнішні. Внутрішні втрати визначаються нерівноважніс-

тю в робочому тілі, тертям і дифузією, а зовнішні пов'язані з порушенням рівноваги між робочим тілом і джерелом теплоти і роботи. Ці втрати тісно пов'язані між собою, але внаслідок різних швидкостей поновлення внутрішньої і зовнішньої рівноваги з'являється можливість їх розділу.

Необхідно мати на увазі, що застосування термодинамічного аналізу і отримання необхідних наслідків із законів можливе тільки за чіткого виявлення границь, які відокремлюють робоче тіло від оточуючих його джерел. Уявлення про зовнішні і внутрішні джерела незворотності залежить від тих об'єктів, які включаються до цих границь.

Зовнішня незворотність, в загальному випадку, визначається термічною і механічною нерівноважністю на границях робочого тіла. Однак порушення механічної рівноваги при обміні роботою між джерелами і робочим тілом в широкому класі сучасних машин порівнянно мало впливає на втрати. Втрати можуть суттєво збільшуватися тільки у тих випадках, коли відносна швидкість робочих органів машини і робочого тіла порівнянно співрозмірні зі швидкістю звуку. Наявність механічних втрат у теплообмінних апаратах і в тракці машин може суттєво впливати на загальну ефективність установки, але ці втрати слід віднести до внутрішніх втрат, які змінюють характер проходження термодинамічних процесів, тим більш, що ці втрати викликані тертям, дифузією і розширенням елементів робочого тіла без відведення роботи. Отже, зовнішня незворотність у багатьох випадках може розглядатися тільки як результат порушення термічної рівноваги між робочим тілом і джерелом теплоти.

Внутрішні оборотні процеси можна уявити за допомогою термодинамічних діаграм у дійсному виді. Площі під кривими, які відтворюють такі процеси на  $p$ ,  $v$ - і  $T$ ,  $s$ -діаграмах відповідають кількості роботи і теплоти.

Інколи під час термодинамічного аналізу розглядаються процеси, які відносяться до третьої групи, тобто процеси, що задовольняють умови зовнішньої оборотності, при внутрішній незворотності. Так, наприклад, у холодильній техніці зазвичай в якості моделі розглядають цикл з дроселюванням робочого тіла, нехтуючи інколи незворотним теплообміном між робочим агентом і холодним джерелом.

Наведемо ще декілька прикладів, які пояснюють наведену класифікацію процесів. Зразковий цикл паросилових установок (цикл Ренкіна) з ізоентропним розширенням можна віднести до процесів другої групи, тобто до процесів з внутрішньою оборотністю, але із зовнішньою незворотністю. Теплообмін в котельних установках між продуктами згорання і киплячою водою є явним порушенням зовнішньої термічної рівноваги, тому що він відбувається при великих різницях температур між джерелом теплоти і робочим тілом. Цей процес

незворотного теплообміну відбувається у супроводі значного зростання ентропії системи і призводить до втрати можливої роботи у порівнянні з оборотним протіканням процесу. Не дивлячись на це порушення термічної рівноваги між робочим тілом і джерелом теплоти, у більшості випадків можна вважати, що процес внутрішньо оборотний, тому що всередині робочого тіла відхилення від рівноваги порівнянно незначне. До процесів другої групи під час термодинамічного аналізу варто віднести також зразкові цикли двигунів внутрішнього згорання, цикли газових турбін і зворотні газові цикли у холодильній техніці.

Прикладом внутрішньо незворотного процесу, в якому дотримуються умови рівноваги між робочим тілом і зовнішнім джерелом, може служити процес вибуху у достатньо надійно ізольованому об'ємі. Теплообмін робочого тіла з обмежуючим середовищем може відбуватися трохи сповільнено, при цьому можна знехтувати малою кількістю незворотної переданої теплоти і вважати процес зовнішньо оборотним. У цьому прикладі ізоляція відноситься нами до зовнішнього об'єкту, який взаємодіє з робочим тілом.

Аналіз дії обмежуючого середовища (чи джерел) на робоче тіло має велике значення. Саме поняття теплоти припускає наявність такої взаємодії, тому що теплообмін у термодинаміці розглядається як форма передачі енергії від середовища до робочого тіла чи навпаки – від робочого тіла до оточуючого середовища внаслідок наявності різниці температур.

Поняття незворотності безпосередньо пов'язане з величиною ентальпії. Процес вважається незворотним, якщо він приводить до збільшення ентропії всієї ізольованої системи, яка складається з джерела теплоти, робочих тіл і оточуючого середовища.

Згідно введеному Клаузіусом поняття ентропії її величина вимірюється за допомогою зворотного процесу, у цьому і криється, як вказував М. Планк, трудність сприйняття цього поняття.

У багатьох випадках доцільно розчленити зміну ентропії на дві складові – одну, пов'язану з теплообміном розглядуваного тіла чи групи тіл з джерелами теплоти, і другу, таку що залежить тільки від внутрішньо незворотних процесів, які відбуваються всередині самих тіл.

Розглядувана нами класифікація термодинамічних процесів повністю відповідає наведеній нижче трактовці ентропії.

Якщо через  $dS \geq dQ/T^{*})$  позначити повну елементарну зміну ентропії, а через  $dS'$  і  $dS_i$  відповідно зміну ентропії, зв'язану із зовнішнім обміном енергії і такої, що викликана внутрішньою незворотною, то матиме місце рівність

$$dS = dS' + dS_i.$$

Другий доданок правої частини цього рівняння ніколи не може бути від'ємною величиною і тільки для внутрішньо оборотних процесів цей доданок дорівнює нулю.

*Висновок.* Можна сказати, що дійсно ця складова ентропії привела Релея до важливого співвідношення, яке привело в подальшому до розвитку термодинаміки незворотних процесів. Бажаючи оцінити за час  $\tau$  швидкість деградації працездатності системи, в якій здійснюються внутрішні незворотні процеси, він ввів наступну функцію:

$$\Phi = \frac{TdS_i}{d\tau}.$$

Ця функція може тлумачитися як характеристика швидкості дисипації вільної енергії системи. У сучасній термодинаміці нерівноважних процесів величина  $dS_i$  і швидкість її зміни знайшли широке застосування.

*Література.*

1. Планк М. Единство физической картины мира./ М. Планк. -М.; Наука, 1966. – 340 с.

## ОБОРОТНОСТЬ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Ломейко О.П., Кулинченко В.Р.

### *Аннотация*

**Рассматриваются условия обратности в технической термодинамике и схемы теплоэнергетических установок для осуществления круговых процессов, анализируется понятие энтропии, как ключа для определения внутренней и внешней обратности и необратимости процессов.**

## REVERSIBILITY OF THERMODYNAMIC PROCESSES

A. Lomeiko, V. Kulinchenko

### *Summary*

**The terms of reversibility in engineering thermodynamics and circuits of heat-and-power engineering installations for cyclic processes are concerned, the concept of entropy is analyzed as a key for determining of internal and external reversibility and irreversibility of processes.**

УДК 631.171:636

## АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ПОВОРОТУ ГРЕЙФЕРНИХ МЕХАНІЗМІВ НА ГНУЧКОМУ ПІДВІСІ

Крилов В.В, к.т.н.,

Коломієць С.М., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-24-36, 42-05-70

**Анотація** – у роботі виконано аналіз досліджень динаміки повороту грейферних механізмів на гнучкому підвісі і, як результат, наведено залежності, завдяки яким, з метою забезпечення сталості руху грейферного захвату, можна виконувати оптимізацію параметрів механізму повороту грейферного механізму.

**Ключові слова** – динаміка, поворот, грейферний механізм, гнучкий підвіс.

*Постановка проблеми.* До числа ефективних засобів, що дозволяють покращити експлуатаційні і техніко-економічні характеристики сільськогосподарських вантажопідійомних машин, відноситься використання гідропривода. Гідроприводи застосовують на різноманітних машинах для виконання різних технологічних операцій.

Основними перевагами гідравлічного об'ємного привода є: мала вага вузлів при передачі значних потужностей, можливість передачі обертання або створення поступально-зворотного або поворотно-зворотного руху без використання складного механічного привода; високі захисні здатності; можливість швидкого й чіткого фіксування робочих органів без наявності спеціальних гальмових систем; можливість одержання безступінчастого регулювання; легкість реверсування передачі [1].

До недоліків гідрооб'ємного привода відносяться наступні фактори: чутливість до низьких температур; більш низькі значення коефіцієнта корисної дії в порівнянні з механічними передачами; вимога високої кваліфікації до обслуговуючого персоналу [1].

Надійність і рентабельність об'ємного гідропривода залежить від правильного вибору принципової схеми, конструктивного її виконання.

На даний час широке застосування на навантажувально-розвантажувальних роботах сільськогосподарського виробництва знаходять гідроманіпулятори, головним елементом яких є грейфер з механізмом повороту відносно вертикальної осі [2]. Механізм повороту грейфера звільняє робітників від виконання важких та небезпечних

операцій з розвороту пачок матеріалу, дозволяє більш повно використовувати корисний об'єм вагонів та забезпечує чітке фіксоване положення захвату вантажу над транспортним засобом.

З матеріалів наукових досліджень відомо, що гнучке кріплення грейфера, у противагу жорсткому, не дозволяє точно спрямувати захват на вантаж та використати напірне зусилля стріли маніпулятора для кращого вкорінення елементів захвату у штабель матеріалу. Відомо також, що якість навантажувально-розвантажувальних робіт (кутова швидкість, тривалість розвороту вантажу, забезпечення чіткого фіксованого положення захвату вантажу над транспортним засобом і т. ін.) в значній мірі залежить від сталості руху грейферного захвату, тобто від параметрів механізму повороту грейферного захвату [2]. Тому, дослідження, спрямовані на отримання залежностей для оптимізації параметрів механізму повороту грейферного механізму на гнучкому підвісі, з урахуванням розвертаємих мас, є актуальними.

*Аналіз останніх досліджень.* Загальні задачі динаміки підйомно-транспортних машин досліджені досить глибоко й повно. Найбільш значними роботами в цій області є дослідження М.С. Комарова, Б.А.Таубера, Д.П. Волкова, Д.К. Воеводи. У зазначених роботах визначені загальні методи постановки й рішення задач динаміки підйомно-транспортних машин, отримані інженерні методики розрахунку. Однак кінцеві висновки цих робіт справедливі тільки до підйомно-транспортних машин з електромеханічним приводом.

Загальні принципи застосування гідроприводів в різних областях народного господарства розроблені в працях професорів Башта Т.М., Прокоф'єва В.Н., Хаймовича Е.М. Механізми повороту грейферів з гнучким підвісом у літературних джерелах освітлені недостатньо. На сьогоднішній день потребують подальшого вивчення питання динаміки повороту грейферних механізмів на гнучкому підвісі з метою оптимізації параметрів механізму повороту, з урахуванням розвертаємих мас, для забезпечення сталості руху грейферного захвату [1,2].

*Формулювання цілей статті.* Шляхом аналізу наукових досліджень надати залежності для оптимізації параметрів механізму повороту грейферного захвату з гнучким підвісом, з урахуванням розвертаємих мас, з метою забезпечення сталості його руху.

*Основна частина.* Необхідно відзначити роботи, присвячені дослідженню механізмів повороту грейферів на гнучкому підвісі.

Особливість механізму, розглянутого в роботі [3] Тимофєєва В.Д., полягає в тому, що його доводиться встановлювати на платформі, підвішеній на канатах.

На платформі встановлений електродвигун, з'єднаний через черв'ячну й зубчасту передачі з конічним колесом. Конічна шестірня жорстко зв'язана із грейфером.

На основі аналізу механічної характеристики автор робить висновки, що в початковій стадії пуску двигуна його момент  $M_1$  є постійним і становить рівняння руху ланок. У другій стадії руху момент  $M_2$ , прикладений до колеса, змінюється відповідно до рівності

$$M_2 = a - v \cdot \dot{\varphi}, \quad (1)$$

де  $a, v$  - коефіцієнти;

$\dot{\varphi}$  - кутова швидкість рухомої ланки.

За результатами досліджень Тимофєєва В. Д. [4] виявлено коливальний характер руху системи. Слід зазначити, що отримані для пускового режиму електродвигуна рівняння руху траверси, вантажу й зубчастого колеса громіздкі й складні. Рівняння, що відносяться до пускового режиму, не можуть визначити характер і параметри руху вантажу при розвороті. Теоретичним дослідженням механізму повороту на гнучкому підвісі присвячена робота [5] Кіреєва В.С.

При аналізі руху траверси при розгоні електродвигуна складено диференціальне рівняння, з якого визначено максимальне припустиме значення пускового моменту електродвигуна при наступних припущеннях: при розгоні електродвигуна траверса на гнучкому підвісі закручується, а вантаж залишається нерухомим; у процесі розгону електродвигуна пусковий момент постійний; наприкінці розгону електродвигуна траверса розвернеться на кут 0,5 рад і при цьому кутова швидкість буде рівна нулю.

У роботі Козлова В.Ф. наведені класифікація і дослідження підвісних механізмів повороту грейферів на гнучкому підвісі [6].

Електродвигун із приводом механізму повороту грейфера закручує гнучкий підвіс; розкручуючись, гнучкий підвіс розвертає вантаж - умова складання диференціальних рівнянь руху.

Аналіз схеми показує, що при розвороті вантажу траверса й вантаж роблять крутильні коливання, і, отже, кутове переміщення вантажу носить коливальний характер. При складанні диференціальних рівнянь руху вантажу як узагальнені сили прийняті момент тертя в опорі гака та момент тертя в блоках тросової підвіски.

У роботі розглядаються малі кутові швидкості повороту грейфера ( $\omega \approx 0,2$  рад/с), при цьому кінетична енергія вантажу  $T_Q$  дуже мала, тому на ділянці розгону електродвигуна прийнято  $T_Q=0$ .

Рівняння руху вантажу при повороті при усталеному русі запишеться в наступному виді:

$$\varphi_Q = \omega_k \left[ t - \sqrt{\frac{I}{Z}} \sin \sqrt{\frac{Z}{I}} t - \frac{M_o}{Z} \left( 1 - \cos \sqrt{\frac{Z}{I}} t \right) \right]; \quad (2)$$

$$\omega_Q = \omega_k \left[ 1 - \cos \sqrt{\frac{Z}{I}} \cdot t \right] - \frac{M_o}{Z} \sqrt{\frac{Z}{I}} \sin \sqrt{\frac{Z}{I}} t, \quad (3)$$

де  $\varphi_Q$ ,  $\omega_Q$  - кут повороту і кутова швидкість розвертаємих мас;

$\omega_k$  - кутова швидкість вантажу при нерухомій траверсі;

$Z$  - жорсткість підвісів;

$I$  - момент інерції мас, що розвертаються підвісами;

$M_o$  - момент опору канатної підвіски від сил тертя на блоках;

$t$  - поточне значення часу.

Якщо  $I$  - момент інерції мас, що підлягають повороту відносно осі повороту, то період коливань визначається з рівняння

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I}{Z}} = 2\pi \frac{L}{n} \sqrt{\frac{K \cdot l}{g}}; \quad (4)$$

$$\varphi_n = \pm \omega_k = \frac{T_2}{2\pi}, \quad (5)$$

де  $L$  - довжина вантажу;

$l$  - довжина підвісу;

$K$  - дослідний коефіцієнт, що залежить від розмірів вантажу.

Тому що поворот може бути здійснений при  $l=l_{max}$  і  $l=l_{min}$ , то при  $\omega_k=0$  маємо

$$\omega_{k.min} = \frac{I}{T_{max} \cdot n}; \quad (6)$$

$$\omega_{k.max} = \frac{I}{T_{min} \cdot n}, \quad (7)$$

де  $n$  - ціле число обертів гака.

Таким чином, поворот з вантажем можна здійснити на біфілярному підвісі, якщо буде створений опорний момент. Цей момент створюється закрученням канатної підвіски. Відзначимо, що зі збільшенням відстані між канатами й зменшенням довжини канатів величина реактивного моменту зростає.

Величина цього моменту повинна бути рівною або більшою, ніж необхідний момент для повороту вантажу, що має відносно вертикальної осі повороту відомий момент інерції.

Козлов В.Ф. у роботі [7] визначає моменти інерції розвертаємих мас, приймаючи при цьому, що вантаж в грейферному захваті в поперечному перерізі має форму кола. Тоді момент інерції вантажу відносно осі повороту  $I$  буде дорівнювати

$$I = \frac{G}{4g} \left[ \frac{D^2}{4} + \frac{L^2}{3} \right], \quad (8)$$

де  $G$  - сила ваги вантажу;

$D, L$  - діаметр і довжина вантажу.

Автор вважає, що при повороті грейфера з вантажем потрібно перебороти, крім моменту від інерції мас, також і крутний момент від вітрового навантаження. Вітрове навантаження при повороті вантажу необхідно ви-

значати виходячи з реальних розмірів підвітряної площі поверхні вантажу, враховуючи переборювану різницю крутних моментів від вітрових напорів, створюваних праворуч і ліворуч відносно осі обертання.

У дослідженнях Осипенко А.І. і Акименко П.Ф. [8] розглядається динаміка поворотної траверси, поворот якої відбувається за допомогою гвинтової пари під дією ваги вантажу. Досліджувана система поворотної траверси може приводитися в рух двома способами: підняттям траверси вантажним канатом і звільненням від опорної поверхні.

Всі явища динаміки поворотної траверси автори дослідження розділяють на чотири етапи, які слідують один за одним, і кінечний стан попереднього є початковим для наступного:

1. Рух від початку підняття траверси до моменту відриву вантажу від опори.
2. Рух до моменту удару нижньої балки об упор.
3. Удар нижньої траверси об упори верхньої.
4. Рух після удару.

За результатами аналізу робіт, присвячених дослідженню процесу розвороту грейфера з вантажем на гнучкому підвісі можна зробити наступні висновки:

1. Період розгону асинхронного електродвигуна привода за значенням часу мало відрізняється від розгону електродвигуна вхолосту й практично не впливає на характер процесу повороту вантажу.
2. У процесі усталеного руху вантаж виконує крутильні коливання.
3. При припиненні розвороту, шляхом вимикання електропривода механізму повороту, вантаж виконує крутильні коливання на підвісах.
4. Час розвороту вантажу на заданий кут повинен бути кратним періоду крутильних коливань вантажу.

*Висновки.* Вищевикладені висновки, отримані за результатами аналізу робіт, мають сприяти подальшому дослідженню динаміки повороту грейферних механізмів на гнучкому підвісі, з метою підвищення сталості руху грейферного захвату, а у, кінцевому підсумку, підвищенню продуктивності механізму повороту грейферного механізму.

*Література.*

1. Богданович Л.Б. Общие сведения об объемных гидроприводах / Л. Б. Богданович. - Киев: Высшая школа, 1980.-232 с.
2. Немировский И.А. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / И.А. Немировский. - К.: Техника, 1979.-139 с.
3. Тимофеев В.Д. Методика расчета механизмов вращения груза на гибком подвесе: сборник научных трудов. Вып. 7: Исследование

- крановых конструкций / *В.Д. Тимофеев*. - М.: ВНИИПТМАШ, 1965.- С. 55-71.
4. *Тимофеев В.Д.* Некоторые вопросы динамики поворотного механизма грейфера на гибком подвесе: сборник научных трудов. Вып. 8 / *В.Д. Тимофеев*. - М.: ВНИИПТМАШ, 1964.- С. 58-76.
  5. *Киреев В.С.* Исследование способности восприятия крутящего момента упругой канатной подвеской: сборник научных трудов / *В.С. Киреев*. - М.: Высшая школа, 1960.- С. 14-29.
  6. *Козлов В.Ф.* Вопросы теории и конструирования механизмов с электро-гравитационным приводом: дис...канд. техн. наук / *В.Ф. Козлов*. - М.,1965.- 230 с.
  7. *Козлов В.Ф.* Теоретическое исследование подвешенного механизма поворотного крюка: сборник научных трудов / *В.Ф. Козлов*. - М.: МЛТИ, 1965. – 320 с.
  8. *Осипенко А.И.* Теоретическое исследование гравитационной поворотной траверсы на гибком крановом подвесе: сборник научных трудов / *А.И. Осипенко, П.Ф. Акименко*. - М.: МЛТИ, 1972.- С. 98-121.

## **АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ ПОВОРОТА ГРЕЙФЕРНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ГИБКОМ ПОДВЕСЕ**

Крылов В.В, Коломиец С.М.

### *Аннотация*

**В работе выполнен анализ исследований динамики поворота грейферных механизмов на гибком подвесе и, как результат, приведены зависимости, благодаря которым, с целью обеспечения устойчивости движения грейферного захвата, можно выполнять оптимизацию параметров механизма поворота грейферного механизма.**

## **ANALYSIS OF RESEARCHES OF DYNAMICS CHANGE GREYFER MECHANISMS ON FLEXIBLE HANG UP**

V. Krylov, S. Kolomiyets

### *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 grappe-tong, it is possible to execute optimization of parameters of mechanism of turn of clamshell mechanism.**

УДК 631.333

## ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДЕФЛЕКТОРНИХ ФОРСУНОК ДЛЯ ПІДГРУНТОВОГО СМУГОВОГО ВНЕСЕННЯ РІДИНИ

Зоря М.В., інженер,  
Таврійський державний агротехнологічний університет  
Тел. 42-14-38

**Анотація** – Визначені параметри дефлекторної форсунки і її встановлення на культиваторній лапі для забезпечення оптимальної підгрунтової смуги розпилу рідини.

**Ключові слова** – ґрунт, смуга, культиваторна лапа, дефлекторна форсунка, рідина, струмінь, кут факелу розпилу, щиток, екран, борозна.

*Постановка проблеми.* Підгрунтове смугове (стрічкове) внесення рідини (розчину пестицидів, добрив та ін.) в зони рядків рослин останнім часом все ширше пропонується для застосування оскільки має суттєві переваги економічного і агроекологічного характеру [1, 3, 7]. Для цього використовуються як одно струминні, так і багато струминні форсунки. Більш надійним в роботі і зручним при лаштуванні є використання одно струминних плоскофакельних форсунок. Формування ж рідинної смуги і надійне її загортання ґрунтом відбувається не тільки завдяки форсунки, а й завдяки наявності щитка-екрана, який має забезпечувати вчасний схід ґрунту на сформовану рідинну смугу.

*Аналіз останніх досліджень.* В Краснодарському НДІСГ розроблені два види культиваторних лап для під ґрунтового внесення гербіцидів [6]. Для виготовлення першої конструкції використовували реконструйований робочий орган культиватора КПС-4. В основі кожної стрілчастої лапи був змонтований розпилувач із прохідним отвором  $\varnothing 1,2$  мм, закритий від попадання на нього ґрунту горизонтальним кожухом (екраном). Другий тип робочого органа для під ґрунтового внесення гербіцидів, розроблений на базі спареної лапи-бритви, на якій встановлювався щілинний розпилувач і захисний кожух (екран).

У Дагестанському сільськогосподарському інституті створений робочий орган для під ґрунтового внесення гербіцидів на основі універсальної стрілчастої культиваторної лапи [6], в задній стінці котрої є отвори для установки жиклерів, через які препарат розпорошується. Аналогічна конструкція застосована фірмами США для плоскорізів.

Найбільш цікавим є робочий орган для підгрунтового внесення гербіцидів, розроблений у Молдавському НДІ кукурудзи і сорго [6], виготовлений із правої і лівої плоскоріжучих лап-бритов, з дефлекторною форсункою, встановленою між її крилами на щитку-екрані. Але автор [6] не дає обґрунтування ні параметрів форсунки, ні щитка-екрана. Також в роботі [4] для підгрунтового внесення рідких мінеральних добрив (РМД) на базі культиватора КПЭ-3,8Б автори пропонують встановити на штатних плоскоріжучих лапах цього культиватора підживлювальні трубки з дефлекторними форсунками, які вприскують РМД в простір що утворюється між лапою і ґрунтом. Особливість запропонованих форсунок в тім, що вони мають дефлекторну поверхню яка плавно повертає струмінь рідини на кут  $75^{\circ}$ . Однак автори не дають пояснень щодо вказаного кута: чи він пов'язаний з кутом нахилу корпусу форсунки вперед до горизонтальної поверхні і забезпечує паралельність до неї площини розпилу рідини, чи він забезпечує обприскування підрізаної поверхні ґрунту і не змішування рідини з підрізаним ґрунтом.

*Постановка завдання.* Метою даної статті є обґрунтування параметрів дефлекторної форсунки і щитка-екрана робочого органу для підгрунтового смугового внесення рідини.

*Основна частина.* Відмічено, що для смугового підгрунтового внесення розчину доцільне використання одно струминних плоскофакельних дефлекторних форсунок, а формування рідинної смуги і надійне її загортання ґрунтом має відбуватись не тільки завдяки форсунки, а й завдяки наявності щитка-екрана, який при оптимальних параметрах забезпечить вчасний схід ґрунту на сформовану рідинну смугу.

Задачею дослідження є обґрунтування місця встановлення і кута нахилу плоскофакельної дефлекторної форсунки за умови рівномірного розпилу і загортання рідини по ширині смуги внесення.

Основними параметрами розпилу рідини форсункою є:

- 1) загальна продуктивність (видаток) форсунки  $Q_{\phi}$ ;
- 2) кут факелу розпилу  $\nu_p$ ;
- 3) відсотковий розподіл рідини за секторами розпилу  $\rho_p$ ;
- 4) кут між віссю форсунки і площиною розпилу рідини.  $\nu_{\phi}$ .

Ці параметри мають забезпечуватись конструкцією форсунки. Розподіл рідини за секторами розпилу форсунки можна подати у вигляді лучкової діаграми від частки еліпса з параметрами його осей  $a_e$  і  $b_e$ , де довжина радіусу відповідного сектору пропорційна відсотку рідини що в ньому розпилюється (рис. 1).

Для еліпса довжина довільного радіуса  $r_p$  визначиться по формулі [2]

$$r_p = \sqrt{a_e^2 \cdot \sin^2 \alpha_p + b_e^2 \cdot \cos^2 \alpha_p}, \quad (1)$$

де  $\alpha_p$  – кут між радіусом  $r_p$  і поперечною віссю еліпса розпилу.

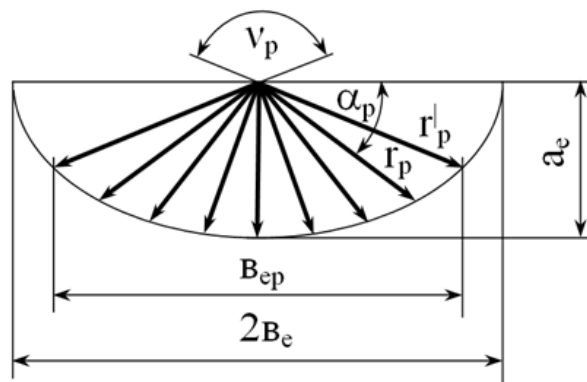


Рис. 1. Діаграма розподілу рідини при плоскофакельному розпилі.

Враховуючи кут факелу розпилу  $\nu_p$  ширина розпилу  $B_{ер}$  і параметр еліпса розпилу  $B_e$  визначаються за формулами

$$B_{ер} = 2 \sin(\nu_p / 2) \sqrt{a_e^2 \cdot \cos^2(\nu_p / 2) + e_{ep}^2 \cdot \sin^2(\nu_p / 2)}; \quad (2)$$

$$B_e = \sqrt{\frac{e_{ep}^2}{4 \sin^4(\nu_p / 2)} - \frac{a_e^2}{\operatorname{tg}^2(\nu_p / 2)}}. \quad (3)$$

З урахуванням (3) вираз (1) набуде вигляду

$$r_p = \sqrt{a_e^2 \cdot \sin^2 \alpha_p + \left( \frac{e_{ep}^2}{4 \sin^4(\nu_p / 2)} - \frac{a_e^2}{\operatorname{tg}^2(\nu_p / 2)} \right) \cdot \cos^2 \alpha_p}. \quad (4)$$

При  $\alpha_p = 90^\circ - \nu_p / 2$  радіус розпилу  $r_p^|$  визначиться як (див. рис.1)

$$r_p^| = \frac{e_{ep}}{2 \sin(\nu_p / 2)}. \quad (5)$$

Рідина рухається в площині розпилу до моменту перетину її з ґрунтом. Враховуючи те, що цей перетин відбувається по ширині смуги  $B_{ер}$  на різній відстані від сопла форсунки, то фактичний розподіл рідини по смугі буде відрізнятися від теоретичного, поданого на діаграмі рис. 1.

Місце перетину площини розпилювання рідини з ґрунтом, тобто фактичний розподіл рідини по смугі розпилювання, залежить від встановлення форсунки на лапі, а саме: 1) від подовжнього і вертикального розташування форсунки; 2) від кута її нахилу до горизонтальної площини.

В залежності від встановлення форсунки змішування рідини, що розпилюється, з ґрунтом може відбуватись або з нижнім не розпушеним шаром (підшовою) борозни, або з горішнім розпушеним шаром, що сходить з поверхні лапи (зі щитка). В разі горішнього змішування його характер буде залежати і від конфігурації задньої крайки щитка. Розглянемо ці два випадки змішування рідини з ґрунтом.

а) Змішування рідини з підшовою борозни.

В цьому випадку форсунка має бути встановлена так, щоб забезпечити нахил площини розпилювання рідини до площини лез лапи

з кутом  $\mu_1$  (рис. 2а).

Перетин площини розпилу рідини з площиною підшви борозни буде відбуватись по прямій поперечній лінії що проходить через точку  $Л_{r1}$  з подовжньою відстанню від сопла форсунки  $l_{p1}$ . Потрібний кут нахилу форсунки  $l_{p1}$  визначиться як

$$\alpha_{\phi 1} = 90^0 - \mu_1 - \nu_{\phi} = \arctg(l_{p1}/a_{\phi}) - \nu_{\phi}, \quad (6)$$

де  $\nu_{\phi}$  – кут між віссю форсунки і площиною розпилу рідини (конструктивний параметр форсунки);

$a_{\phi}$  – висота розташування сопла форсунки над площиною лез лапи.

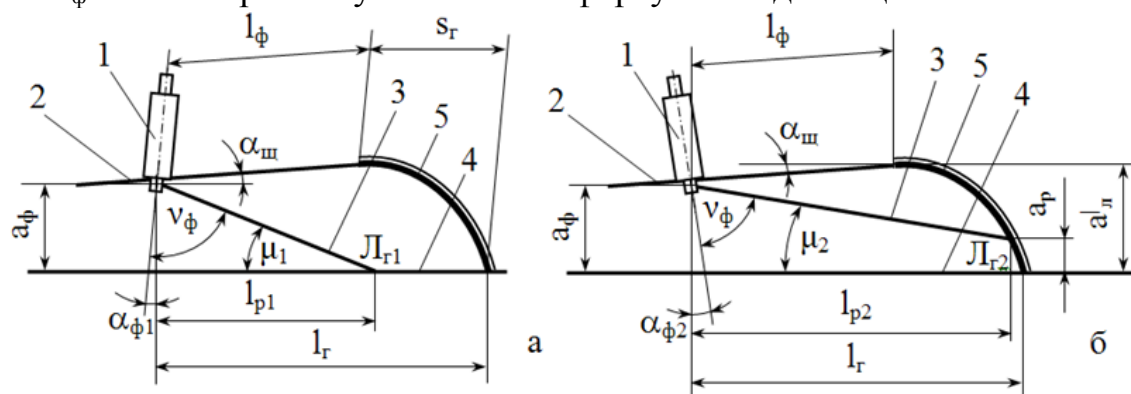


Рис. 2. Встановлення форсунки при змішуванні рідини: а – з підшовою борозни; б – з розпушеним ґрунтом що сходить зі щитка; 1 – форсунка; 2 – щиток-екран; 3 – площина розпилу рідини; 4 – площина лез лапи; 5 – шар ґрунту що сходить зі щитка.

Повне забезпечення перетину площини розпилу рідини з площиною підшви борозни може забезпечити тільки форсунка з кутом розпилу рідини  $\nu_p < 180^0$  (див. рис. 1), причому між цим кутом, кутом  $\alpha_{\phi 1}$ , висотою  $a_{\phi}$ , відстанню  $l_{p1}$  і кутом  $\nu_{\phi}$  існують наступні залежності

$$\alpha_{\phi 1} = \arccos\left(\frac{2 a_{\phi} \operatorname{tg}(\nu_p / 2)}{e_{cp}}\right) - \nu_{\phi}, \quad (7)$$

$$\nu_p = 2 \arctg\left(\frac{e_{cp} \cos(\nu_{\phi} - \alpha_{\phi 1})}{2 a_{\phi}}\right), \quad (8)$$

$$l_{p1} = a_{\phi} \cdot \operatorname{tg}(\nu_{\phi} - \alpha_{\phi 1}). \quad (9)$$

В разі, якщо ширина смуги внесення рідини  $e_{cp}$  збігається з шириною розпилу  $e_p$  (рис. 3а), подовжня відстань від сопла форсунки до лінії перетину площини рідини з підшовою борозни визначиться як (див. рис. 2а)

$$l_{p1}^{\parallel} = \frac{e_{cp} \cdot \sin(\nu_{\phi} - \alpha_{\phi 1})}{2 \operatorname{tg}(\nu_p / 2)}. \quad (10)$$

Якщо подовжня відстань від сопла форсунки до лінії перетину площини рідини з підшовою борозни  $l_{p1}^{\parallel}$  буде більша за  $l_{p1}$  (рис. 3б), то нова ширина розпилу  $e_{cp}^{\parallel}$  визначиться на підставі формули (10)

$$B_{cp}^{\parallel} = \frac{l_{p1}^{\parallel} \cdot 2 \operatorname{tg}(v_p / 2)}{\sin(v_{\phi} - \alpha_{\phi 1})}, \quad (11)$$

а розрахункові параметри еліпса розпилу пропорційно збільшаться, тобто

$$B_e^{\parallel} = B_e \cdot B_{cp}^{\parallel} / B_{cp}, \quad (12a)$$

$$a_e^{\parallel} = a_e \cdot B_{cp}^{\parallel} / B_{cp}, \quad (12б)$$

Найбільше значення відстані  $l_{p1}^{\parallel}$  визначиться виходячи з відстані вільного падіння ґрунту з поверхні лапи (щитка) на дно борозни, тобто (див. рис. 2)

$$l_{p1}^{\parallel} < l_r = l_{\phi} + s_r = l_{\phi} + V \sqrt{2g(\dot{a}_{\phi} + l_{\phi} \cdot \sin \alpha_{\phi})} + V^2 \cdot \sin^2 \alpha_{\phi} / g. \quad (13)$$

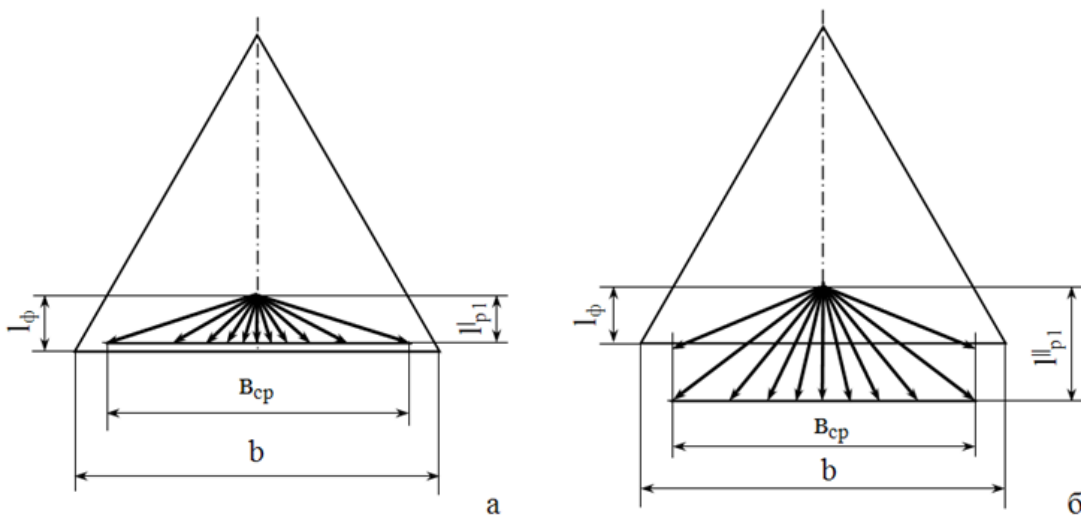


Рис. 3 – Схема перетину розпиленої рідини з підшвою борозни: а – в разі якщо  $B_{cp} = B_{cp}$  і  $l_{p1} = l_{p1}^{\parallel}$ ; б – в разі якщо  $l_{p1} = l_{p1}^{\parallel} > l_{p1}$ .

Відповідно до формули (13) при  $a_{\phi} = 0,025$  м,  $l_{\phi} = 0,05$  м,  $\alpha_{\phi} = 10^{\circ}$  і  $V = 2$  м/с  $l_r = 0,23$  м.

Результати розрахунків, виконаних за формулами (1)...(12) для кращих варіантів по двом схемам перетину розпиленої рідини з підшвою борозни (див. рис. 3), подані в якості графіків на рис. 4. Як бачимо з графіків, найкращий розподіл розпилу рідини  $\rho_p$  по ширині смуги її внесення досягається в разі перетину розпиленої рідини з підшвою борозни за схемою рис. 3а – для варіантів 2 і 14; за схемою рис. 3б – для варіантів 9 і 5; для обох схем рис. 3 – для варіантів 3 і 4, 5 і 6.

б) Змішування рідини з ґрунтом, що сходить з поверхні лапи (зі щитка).

В цьому випадку перетин площини рідини з ґрунтом має відбуватись по лінії  $L_{r2}$  на відстані  $l_{p2}$ , яка визначиться за формулою (рис. 2б)

$$l_{p2} = l_{\phi} + V \sqrt{2g(a_{\phi} - a_p + l_{\phi} \cdot \sin \alpha_u) + V^2 \cdot \sin^2 \alpha_u} / g, \quad (14)$$

при цьому кут факелу розпилу  $v_p$  і кут нахилу форсунки  $\alpha_{\phi 2}$  визначаються як

$$v_p \approx 2 \operatorname{arctg}(0,5 v_{cp}/l_{p2}); \quad (15)$$

$$\alpha_{\phi 2} = 90^{\circ} - \mu_2 - v_{\phi} = \operatorname{arctg}[l_{p2}/(a_{\phi} - a_{p1})] - v_{\phi}. \quad (16)$$

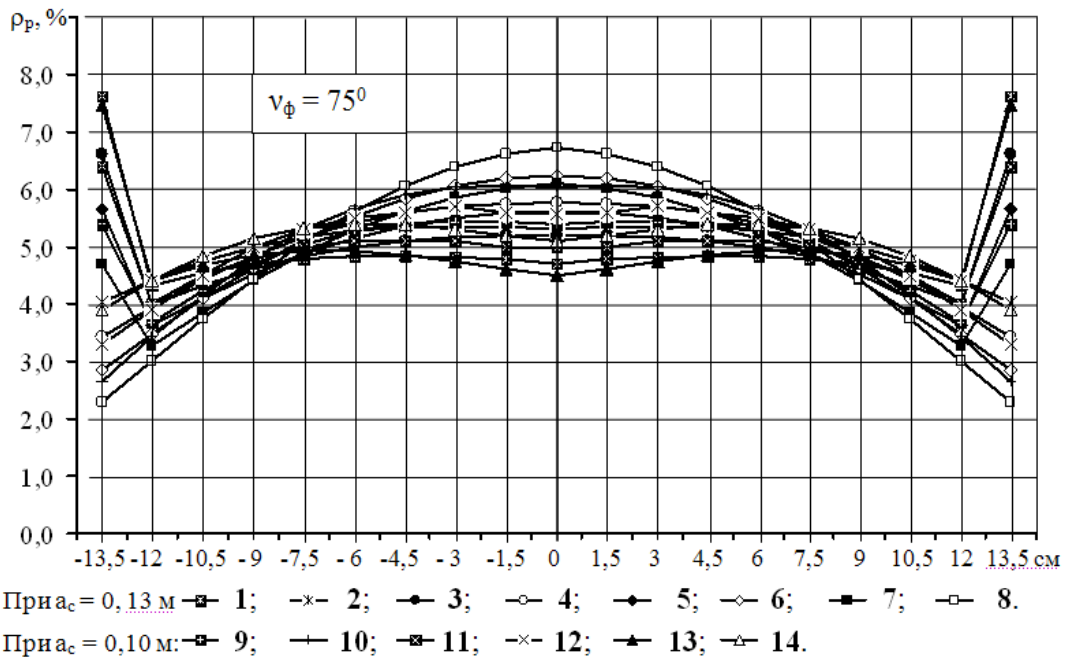


Рис. 4. Залежність показника розпилу рідини  $\rho_p$  по ширині смуги її внесення ( $\pm 13,5$  см) від параметрів розпилу і встановлення форсунки: **1 і 2** –  $v_p = 90^{\circ}$ ;  $a_{\phi 1} = 3,9^{\circ}$ ;  $v_e = 0,23$  м;  $l_{p1} = 0,13$  м; **3 і 4** –  $v_p = 100^{\circ}$ ;  $a_{\phi 1} = 1,8^{\circ}$ ;  $v_e = 0,19$  м;  $l_{p1} = 0,11$  м; **5 і 6** –  $v_p = 110^{\circ}$ ;  $a_{\phi 1} = -0,9^{\circ}$ ;  $v_e = 0,17$  м;  $l_{p1} = 0,09$  м; **7 і 8** –  $v_p = 120^{\circ}$ ;  $a_{\phi 1} = -4,5^{\circ}$ ;  $v_e = 0,16$  м;  $l_{p1} = 0,07$  м; **9 і 10** –  $v_p = 120^{\circ}$ ;  $a_{\phi 1} = -4,5^{\circ}$ ;  $v_e = 0,16$  м;  $l_{p1} = 0,07$  м; **11 і 12** –  $v_p = 110^{\circ}$ ;  $a_{\phi 1} = -0,9^{\circ}$ ;  $v_e = 0,18$  м;  $l_{p1} = 0,09$  м; **13 і 14** –  $v_p = 100^{\circ}$ ;  $a_{\phi 1} = 1,8^{\circ}$ ;  $v_e = 0,21$  м;  $l_{p1} = 0,11$  м (всі графіки з парними позначками – з перетином розпиленої рідини з підшовою борозни за схемою рис. За, а з непарними позначками – за схемою рис. Зб).

Визначимо значення  $l_{p2}$ ,  $v_p$  і  $\alpha_{\phi 2}$  за формулами і за результатами розрахунків для кращих варіантів побудуємо графіки показника розпилу  $\rho_p$  (рис. 5).

Із графіків рис. 5 видно, що показник розпилу рідини  $\rho_p$  по ширині смуги її внесення в разі перетину розпиленої рідини з горішнім ґрунтом, що сходить з лапи, набагато краще ніж в разі її перетину з підшовою борозни (див. рис. 4).

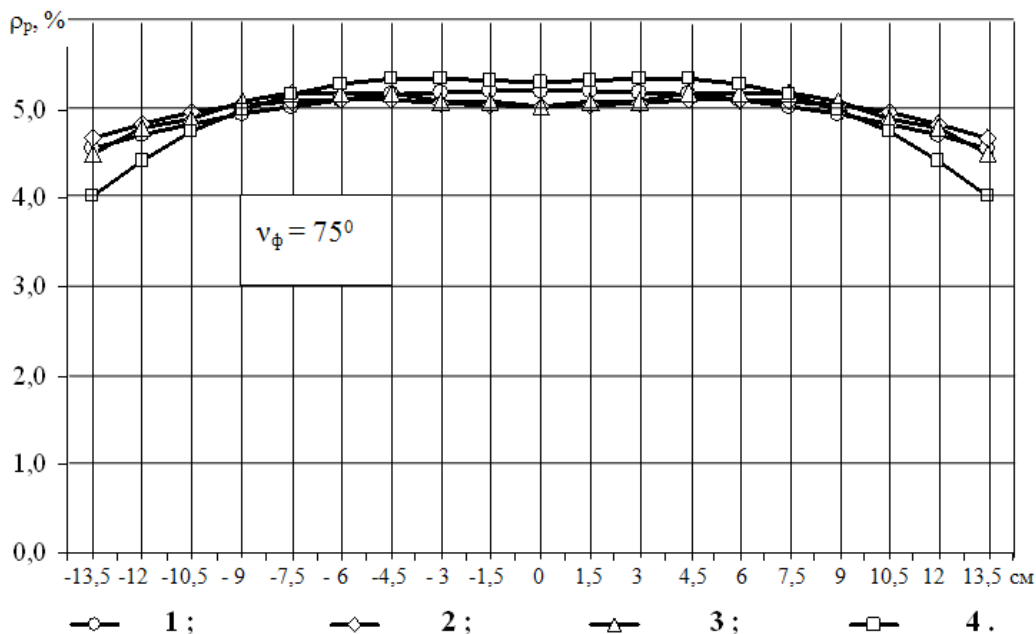


Рис. 5. Залежність показника розпилу рідини  $\rho_p$  по ширині смуги її внесення ( $\pm 13,5$  см) при перетині розпиленої рідини з ґрунтом, що сходить з лапи, від параметрів розпилу і встановлення форсунки:  
**1** –  $\rho_p = 60^\circ$ ;  $\alpha_{\phi 2} = 9,2^\circ$ ;  $a_p = 0,002$  м;  $a_e = 0,23$  м;  $v_e = 0,33$  м;  $l_{p2} = 0,23$  м;  
**2** –  $v_p = 70^\circ$ ;  $\alpha_{\phi 2} = 12,5^\circ$ ;  $a_p = 0,017$  м;  $a_e = 0,17$  м;  $v_e = 0,31$  м;  
 $l_{p2} = 0,19$  м; **3** –  $v_p = 80^\circ$ ;  $\alpha_{\phi 2} = 15,4^\circ$ ;  $a_p = 0,026$  м;  $a_e = 0,14$  м;  $v_e = 0,27$  м;  
 $l_{p2} = 0,16$  м; **4** –  $v_p = 90^\circ$ ;  $\alpha_{\phi 2} = 18,1^\circ$ ;  $a_p = 0,032$  м;  $a_e = 0,13$  м;  
 $v_e = 0,23$  м;  $l_{p2} = 0,13$  м.

Особливо привабливим є варіант **2**. В цьому варіанті не тільки найкращий показник розпилу рідини  $\rho_p$ , але й найзручніші умови встановлення форсунки (кут  $\alpha_{\phi 2} = 12,5^\circ$  що дуже близько до кута нахилу щитка  $\alpha_{щ} = 10^\circ$ ). У варіанті **1** кути  $\alpha_{\phi 2}$  і  $\alpha_{щ}$  також добре збігаються, але тут струмінь майже вклинюється між ґрунтом що падає і підшоною, оскільки  $a_p = 2$  мм, а це, враховуючи товщину площини струменя, може зумовити нестабільність процесу змішування рідини з ґрунтом, хоча загальний ефект змішування може бути досить якісним. Головна умова реалізації цього варіанту внесення рідини – це наявність вузько струминних форсунок з кутом розпилу  $v_p = 70^\circ$ . До речі, найбільший кут розпилу рідини, при якому можливий даний спосіб внесення рідини, становить  $v_p = 90^\circ$ .

Таким чином, розглянуті два способи перемішування рідини з ґрунтом в борозні (див.рис. 3) є сприйнятливими. Перший спосіб є більш прогнозований, оскільки струмінь в ньому короткий і розповсюджується в порожньому просторі. При другому способі струмінь набагато довший і розповсюджується в просторі псевдо скрапленого шару ґрунту що сходить з лапи. Який спосіб кращий може показати лише експеримент.

перимент.

Показники роботи форсунки визначались при розпилюванні чистої води під тиском 0,3 МПа (3 кгс/см<sup>2</sup>) [5]. Вимірювався видаток за 1 хв.  $Q_{\phi}$ , кут факелу розпилу  $v_p$ , кут між віссю форсунки і площиною розпилу рідини  $v_{\phi}$ , а також відсотковий розподіл рідини  $\rho_p$  за секторами розпилу у трьохкратній повторності. При перевірці форсунки закріплялись у вертикальному положенні. Позаду факелу розпилу на відстані  $f_p = 15$  см також вертикально встановлювався спеціальний жолобчастий щит шириною 40 см (рис. 6), з кожного жолобка якого рідина збиралась в окрему ємність. Ширина кожного жолобка  $a_{ж} = 4$  см, а вишина їх ребер – 2 см. Жолобчастий щит встановлювався і фіксувався під час розпилювання. Потім між факелом і щитом встановлювався екран, а після стікання рідини з жолобків до них приєднувались ємності, по 0,5 л, екран швидко прибирався і на протязі 1 хв. проводився збір рідини після чого подача рідини різко припинялась. На протязі досліду на жолобчастому щиті проводився замір розміру  $s_p$  і кутів  $v_p$  і  $v_{\phi}$ , а по закінченню досліду рідина з кожної ємності зливалась у мірний циліндр і визначався її об'єм. Для заміру кутів використовувався регульований шаблон.

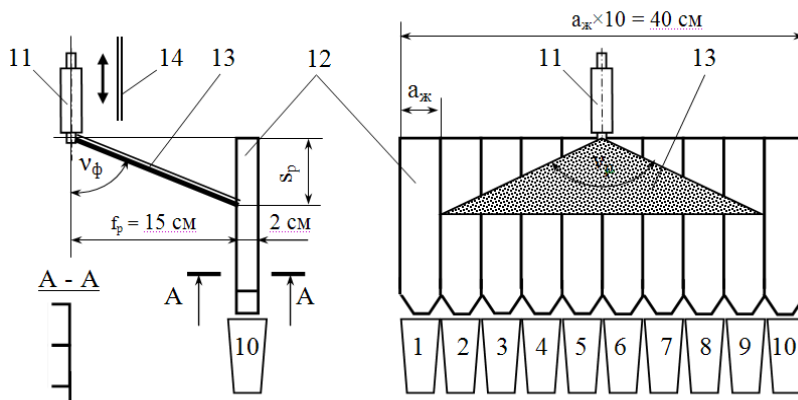


Рис. 6. Вимір параметрів розпилу форсунки; 1...10 – ємності для збору рідини; 11 – форсунка; 12 – жолобчастий щит; 13 – площина розпилу рідини; 14 – екран.

Характеристики розпилу визначались за формулами

$$Q_{\phi} = \sum_{j=1}^{N_{\phi}} v_{pj}, \quad (17)$$

$$v_p = 2 \arctg \left( \frac{a_{ж} (N_{ж} - N_{ж}^l)}{2 \sqrt{f_p^2 + s_p^2}} \right), \quad (18)$$

$$v_{\phi} = 90^{\circ} - \arctg(a_p/f_p), \quad (19)$$

$$\rho_{pj} = 100 v_{pj} / Q_{\phi}, \quad j = 1 \dots N_{\phi}, \quad (20)$$

де  $N_{\phi}$  – кількість жолобків на щиті,  $N_{\phi} = 10$ ;

$N_{ж}$ ,  $N_{ж}^{|}$  – найменший і найбільший номер жолобка, з якого була зібрана рідина;

$v_{pj}$  – об'єм рідини в  $j$ -ій ємності.

Досліди проводились з шістьма експериментальними форсунками дефлекторного типу з діаметром отвору 1,2 мм у двохкратній потворності.

В результаті проведених дослідів і розрахунків для експериментальних форсунок дефлекторного типу з діаметром отвору 1,2 мм отримані наступні значення характеристики розпилу:  $Q_{\phi} = 0,68$  л/хв.;  $v_p = 94^{\circ}$ ;  $v_{\phi} = 75^{\circ}$ . Дані щодо величини  $\rho_{pj}$  наведені в табл.

Таблиця 1 – Розподіл рідини  $\rho_p$  за секторами розпилу

№ жолобка $j$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Розподіл $\rho_{pj}$ , %	-	9,2	11,9	13,9	14,9	15,0	14,0	11,7	9,1	-

Ступінь нерівномірності розпилу дефлекторними форсунками з діаметром отвору 1,2 мм і видатком  $Q_{\phi} = 0,68$  л/хв. склала 47 %.

Фактична середня ширина і товщина ґрунтово-рідинної смуги (ґрунту, змоченого розчином) відповідно склала для варіантів розпилу: на підшву борозни (див. рис. 2)  $27 \pm 2$  см і  $0,5 \pm 0,3$  см; на розпушений ґрунт що сходить зі щитка лапи  $32 \pm 5$  см і  $1,0 \pm 1,0$  см.

*Висновки.* Найкращі результати розпилу показали дефлекторні форсунки з кутом факелу розпилу  $70^{\circ}$ . Варіант розпилу на підшву борозни дає більш стабільну ґрунтово-рідинну смугу, а варіант розпилу на розпушений ґрунт що сходить зі щитка лапи – дещо більші розміри цієї смуги.

#### Література.

1. Бакиров Р.Н. К вопросу снижения нормы расхода препаратов при подавлении сорняков./ Р.Н. Бакиров. В кн. Механизация сельскохозяйственного производства. Научные труды Крымского Государственного аграрного университета. - Симферополь, 1997, с.27-29.
2. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике /Под ред. Г. Гроше и В. Циглера. Пер. с немецкого. – М.: Наука, 1981. – 718 с.
3. Вихрачѳв В.Н. Ленточное внесение гербицидов / В.Н.Вихрачѳв // Кукуруза и сорго, 2003, №5, с. 17.
4. Колесникова В.А. Приспособление к культиватору КПЭ-3,8Б для внесения ЖМУ / В.А. Колеснікова, В.Н. Мищенко.// МЭСХ, 1998, №3, с. 8-9.
5. Рекомендации по ленточному внесению гербицидов на по-

- севах кукурузи./ *Н.А. Шабала, В.И. Кисничан, М.А. Розинский и др.* – Кишинёв, 1988. – 14 с.
6. *Шабала Н.А.* Механизация возделывания кукурузы / *Н.А.Шабала.* – Кишинев: Молдагроинформреклама, 1991. – 174 с.
7. *Шабала М.О.* Технологія стрічкового вирощування кукурудзи на ділянках гібридизації. / *М.О. Шабала, М.В. Зоря.*//Праці ТДАТА. - Вип. 11. - Мелітополь, ТДАТА, 2003, с. 17-19.

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДЕФЛЕКТОРНЫХ ФОРСУНОК ДЛЯ ПОДПОЧВЕННОГО ЛЕНТОЧНОГО ВНЕСЕНИЯ ЖИДКОСТИ**

Зоря М. В.

#### *Аннотация*

**Определены параметры дефлекторной форсунки и ее установки на культиваторной лапе для обеспечения оптимальной подпочвенной ленты распылу жидкости.**

### **DEFINITION OF PARAMETERS DEFLECTOR INJECTOR FOR OF STRIPED SPRAYS OF A LIQUID**

M. Zorya

#### *Summary*

**Are determined the parameters deflector injector and its installation on cultivator paw for maintenance of an optimum strip sprays of a liquid.**

УДК 631.316

## ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СТІЛЧАСТОЇ ЛАПИ КОМБІНОВАНОГО ЗНАРЯДДЯ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Тарасенко В.В., д.т.н.,

Дереза О.О., к.т.н.,

Дереза С.В., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел./факс (0619) 42-05-70

**Анотація** – Робота присвячена визначенню оптимальних параметрів стрілкової лапи для поверхневого обробітку ґрунту.

**Ключові слова** – Стрілчаста лапа, обробіток ґрунту, робочий орган, гребнистість, траєкторія руху, кут підйому, кут нахилу, кут кришення.

*Постановка проблеми.* В умовах дефіциту паливних ресурсів особливої актуальності набуває проблема економії палива при проведенні однієї із найбільш енергомістких операцій у сільськогосподарському виробництві – обробці ґрунту. На порядок денний виноситься важлива наукова проблема – вивчення взаємодії робочих органів із ґрунтом і на цій основі розробка розрихлювачів ґрунту з оптимальними параметрами. Одним із багатьох розрихлювачів ґрунту являється стрілчаста лапа для поверхневого обробітку ґрунту.

*Аналіз останніх досліджень.* Над визначенням оптимальних параметрів робочих органів ґрунтообробних машин для поверхневого обробітку ґрунту працювали П.Н. Бурченко [1], В.І. Ветохін [2], Г.Н. Д'яченко [3] та багато інших вчених. Метою їх досліджень було визначення оптимальних технологічних параметрів робочих органів, які забезпечували б нормальне виконання технологічного процесу при мінімально можливих енергетичних витратах.

*Формулювання цілей статті.* Метою даних досліджень є визначення оптимальних параметрів стрілкової лапи для поверхневого обробітку ґрунту.

*Основна частина.* Стрілчаста культиваторна лапа при обробці ґрунту працює як косо поставлений клин. Тому при взаємодії її з ґрунтом він зміщується в сторони і по лінії проходу стійки залишається борозна. Це являється основною причиною гребнистості обробленої поверхні. Ширина розрихленої полоси більша ширини захвату лапи. Ширина розрихленої полоси – величина змінна і значно зростає з підвищенням швидкості переміщення лапи. Мета наших досліджень – встановити залежність

$$S = f'(V_L), \quad (1)$$

де  $S$  – відстань від осьової лінії проходу стійки до крайніх відкинутих грудок ґрунту (рисунок 1);

$V_L$  – поступальна швидкість переміщення стрілчатої лапи.

З рисунку 1 маємо

$$S = \frac{B}{2} + \Delta S = \frac{B}{2} + f(V_L), \quad (2)$$

де  $B$  – ширина захвату стрілчатої лапи.

Отже, необхідно визначити функцію

$$\Delta S = f(V_L). \quad (3)$$

Можна спробувати визначити залежність між  $S$  і  $V_L$  експериментальним шляхом, змінюючи щільність і вологість ґрунту, а також глибину ходу і швидкість переміщення стрілчатої лапи. Але, як показує практика, по отриманим результатам важко знайти взаємозв'язок між відстанню  $S$  і параметрами лапи. Тому спробуємо отримати дану залежність аналітично. Припустимо, що стрілчата лапа нерухома, а ґрунт переміщується по її поверхні. Тобто матеріальна точка  $m$  (рисунок 1) рухається від точки  $A$  із швидкістю  $V_L$  по траєкторії  $AC$ , відхиленої від напрямку руху стрілчатої лапи на кут  $\theta$ . Одночасно кут  $\theta$  являється кутом між лінією переміщення лапи і площиною траєкторії відносного руху точки  $m$ . Від точки  $C$  вона рухається під дією сили тяжіння із початковою швидкістю  $V_C$ . Відхилення кінцевої точки  $D'$  траєкторії руху від лінії  $AD''$ , паралельної лінії переміщення стрілчатої лапи, знайдемо із трикутників  $AD'D'$  і  $AEC'$ :

$$D'D'' = \Delta S = \frac{AD' \cdot EC'}{AC'}, \quad (4)$$

де  $\Delta S$  – відхилення траєкторії руху точки  $m$  від осьової лінії переміщення стрілчатої лапи;

$AD'$  - відстань між кінцями траєкторії руху точки  $m$ ;

$EC'$  - відхилення траєкторії руху точки  $m$  у межах поверхні стрілчатої лапи.

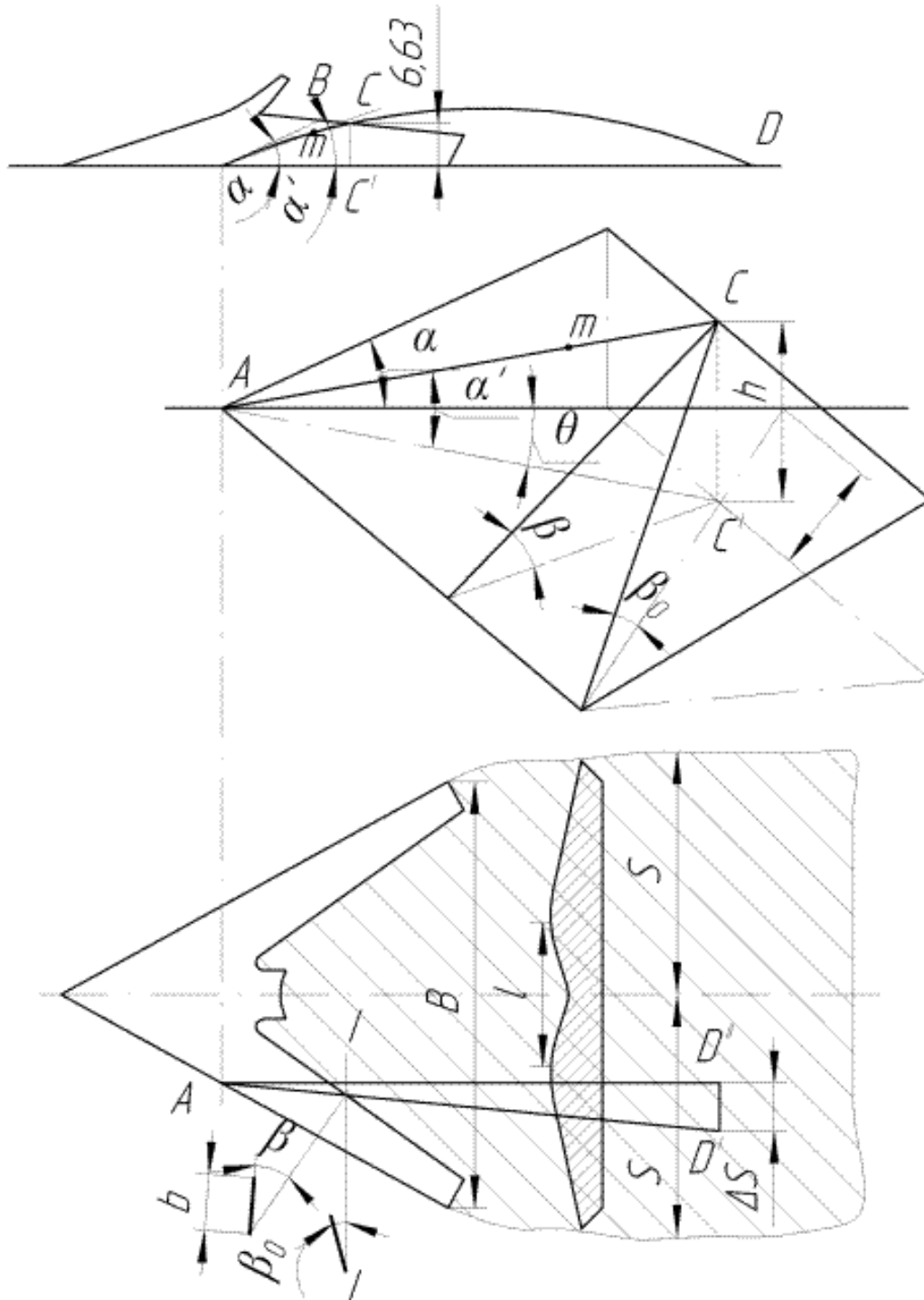


Рис. 1. Схема до обґрунтування параметрів стрілкової лапи.

Очевидно, що відстань

$$AD' = AC' + C'D', \tag{5}$$

де

$$AC' = h \cdot \text{ctg}\alpha', \tag{6}$$

де  $h$  – висота крила стрілкової лапи;

$\alpha'$  – кут нахилу траєкторії руху точки  $m$  (лінія  $AC$ ) до горизонталі.

Кут  $\alpha'$  можна визначити з рівняння

$$\sin \alpha' = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \beta, \quad (7)$$

де  $\alpha$  – кут підйому стрілкової лапи;

$\beta$  – кут нахилу робочої поверхні стрілкової лапи до горизонталі (опорної площини).

Відстань  $C'D'$  можна знайти як дальність польоту точки, яка кинута з висоти  $h$  під кутом  $\alpha'$  до горизонтальної площини із початковою швидкістю  $V_c$ . Тобто

$$C'D' = \frac{V_c^2 \cdot \sin 2\alpha' + h \cdot g \cdot \operatorname{ctg} \alpha'}{g}. \quad (8)$$

Із умови  $\frac{AC}{AC'} = \frac{V_c}{V_l}$  швидкість

$$V_c = \frac{V_l}{\cos \alpha'}. \quad (9)$$

Залежність (8) із врахуванням (9) після перетворень приймає вид

$$C'D' = \frac{2V_l^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha' + h \cdot g \cdot \operatorname{ctg} \alpha'}{g}. \quad (10)$$

Відхилення траєкторії руху точки  $m$  у межах поверхні стрілкової лапи після перетворень

$$EC' = d = \frac{h}{\sin \beta_0} \cdot (1 - \cos \beta_0), \quad (11)$$

де  $\beta_0$  – кут між горизонталлю і лінією перетину поверхні стрілкової лапи з вертикальною площиною  $I-I$ .

Кут  $\beta_0$  зв'язаний з параметрами лапи (кутом підйому  $\alpha$  і кутом кришення  $\beta$ ) залежністю

$$\sin \beta_0 = \frac{\sin \alpha}{\operatorname{tg} \arcsin \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}}, \quad (12)$$

причому  $\alpha = \arctg(\operatorname{tg} \beta \cdot \sin \gamma)$ .

Підставивши значення із (6) і (10) в рівняння (5), отримаємо

$$AD' = \frac{2}{g} \cdot (V_l^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha' + h \cdot g \cdot \operatorname{ctg} \alpha'). \quad (13)$$

Підставивши отримане, а також значення (6) і (11) в (4) матимемо

$$\Delta S = \frac{\frac{2}{g} (V_l^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha' + h \cdot g \cdot \operatorname{ctg} \alpha') \cdot \frac{h}{\sin \beta_0} (1 - \cos \beta_0)}{h \cdot \operatorname{ctg} \alpha'}. \quad (14)$$

Іншим оціночним параметром руху точки  $m$  служить кут  $\theta$ . Його залежність від параметрів стрілкової лапи визначимо з трикутника  $AD'D'$ :

$$\sin \theta = \frac{D''D'}{AD'} = \frac{\Delta S}{AD'}. \quad (15)$$

Враховуючи (13) і (14) отримаємо

$$\sin \theta = \frac{1 - \cos \beta_0}{\sin \beta_0 \operatorname{ctg} \alpha'}, \quad (16)$$

Таким чином можна зробити висновок, що кут  $\theta$  від швидкості переміщення стрілкової лапи не залежить.

Аналіз рівнянь (7), (12), (14) і (16) показує, що для зведення до мінімуму переміщення ґрунту при його обробці стрілковими лапами на підвищеній швидкості необхідно зменшити кут  $\beta_0$ . Це можливо зробити якщо збільшити кут  $\gamma$  (кут розхилу  $2\gamma$ ) і зменшивши кут  $\beta$ . Якщо реалізувати запропоноване, то очевидно, що  $\beta \rightarrow \alpha$  і  $\alpha' \rightarrow \alpha$ . Проаналізувавши отримане, можна зробити висновок, що із технологічних параметрів стрілкової лапи для зменшення відкидання ґрун- док ґрунту найдоцільніше буде змінювати кут  $\beta$ .

#### *Висновки.*

Із урахуванням викладених вище умов оптимальні параметри стрілкових лап будуть наступними –  $\alpha = 12 \dots 15^\circ$ ,  $\beta = 20 \dots 23^\circ$ ,  $2\gamma = 68 \dots 70^\circ$ ,  $\beta_0 = 16 \dots 17^\circ$ ,  $B = 320 \dots 340$  мм. З метою уточнення теоретичних викладок і параметрів стрілкових лап та визначення їх здатності обробити ґрунт відповідно до вимог агротехніки, необхідно провести польові випробування.

#### *Література.*

- 1 Бурченко П.Н. Основные технологические параметры почвообрабатывающих машин нового поколения /П.Н. Бурченко //Теория и расчет почвообрабатывающих машин /ВИМ. – М., 1989. – т. 120. – с. 12-43.
- 2 Ветехин В.И. Малоэнергоёмкие рыхлители почвы: форма продольного профиля рабочей поверхности /В.И. Ветехин //Тракторы и с.-х. машины. – 1993. - №6. – с. 14-16.
- 3 Дьяченко Г.Н. Исследование рабочих органов для скоростных культиваторов /Г.Н. Дьяченко //Научные основы проектирования сельскохозяйственных машин. – Ростов/Дон, 1979. – с. 21-32.

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТРЕЛЬЧАТОЙ ЛАПЫ  
КОМБИНИРОВАННОГО ОРУДИЯ ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНОЙ  
ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ**

**Тарасенко В.В., Дереза Е.А. , Дереза С.В.**

*Аннотация*

**Предложен аналитический способ определения оптимальных параметров стрельчатой лапы для поверхностной обработки почвы. Результаты могут быть использованы при модернизации конструкции серийной стрельчатой лапы.**

**GROUND OF PARAMETERS OF OGIVE PAW OF THE  
COMBINED INSTRUMENT FOR SUPERFICIAL  
TREATMENTS OF SOIL**

**V. Tarasenko, H. Dereza, S. Dereza**

*Summary*

**The analytical method of determination of optimum parameters of ogive paw is offered for superficial treatment of soil. Can be drawn on results during modernization of construction of serial ogive paw.**

УДК 631.4.

## ЕНЕРГЕТИЧНА ОЦІНКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ХІМІЧНОГО ЗАХИСТУ РОСЛИН

Пастухов В.І., д.т.н.

*Харківський національний технічний університет імені Петра Василенко  
Тел. (057) 700-39-14*

**Анотація** - в статті вкладено методику енергетичної оцінки для хімічного захисту рослин. На прикладі технологічного процесу обприскування проведено кількісний аналіз питомих витрат антропогенної енергії.

**Ключові слова** – енергетична оцінка, хімічний захист, рослина, технологічний процес.

*Постановка проблеми.* Захист рослин є системою заходів у сільському господарстві попередження і розповсюдження шкідників, хвороб і бур'янів. Енергооцінкою технологічного процесу обприскування передбачено облік непоновлювальної енергії на основі технологічних карт запропонованих типових, або фактичних технологій, що зафіксовані в господарствах. Для здійснення енергооцінки в технологічну карту необхідно ввести додаткові дані: енергетичні еквіваленти, одиниці маси витратних матеріалів, години роботи, одиниці маси технічних засобів і маси технічних засобів.

*Мета роботи.* Навести методику енергетичної оцінки для хімічного захисту рослин.

*Основна частина.* Енергетичний показник характеризує загальном прямі і непрямі витрати енергії на одиницю роботи або на виробництво одиниці продукції. При цьому витрати живої праці, палива, металу, пестицидів та інших необхідних ресурсів оцінюються в єдиних порівняльних одиницях: Дж, Дж/т, Дж/год, Дж/га.

Енергооцінка складових технологічних процесів обчислюється за певною методикою на основі довідкових даних з енергетичних еквівалентів засобів механізації та інших компонентів технології з врахуванням енергії, що міститься у врожаї та, виходячи з ваги тракторів і сільгоспмашин [1, 2].

Повну енергоємність кожної окремої операції хімічного захисту рослин  $e_{хім.з.}$  можна визначити за формулою:

$$e_{хім.з.} = e_{тр} + e_{обр} + e_{палива} + e_n + e_{люд}, \quad (1)$$

де  $e_{тр}$  - енергоємність роботи трактора, як маси металу, МДж/га;  $e_{обр}$  - енергоємність роботи обприскувача, як маси металу, МДж/га;  $e_{палива}$  - енергоємність палива, що витрачається, МДж/га;  $e_n$  - енергоємність

пестицидів, що витрачається, МДж/га;  $e_{люд}$  - енергоємність праці механізаторів, МДж/га.

Енергоємність години роботи засобу механізації (енергетичного засобу, сільськогосподарської машини або знаряддя) дорівнює

$$e_{зм} = \alpha_{зм} m_{зм}, \quad (2)$$

де  $e_{зм}$  - енергоємність засобу механізації, МДж/год;  $\alpha_{зм}$  - енергетичний еквівалент засобу механізації, МДж/(кг год);  $m_{зм}$  - маса засобу механізації, кг.

Енергоємність засобу механізації (енергетичного засобу, сільськогосподарської машини або знаряддя), що приходить на одиницю роботи ( $e'_{см}$  МДж/га):

$$e'_{зм} = \frac{\alpha_{зм} m_{зм}}{W_{год}}, \quad (3)$$

де  $W_{год}$  - продуктивність МТА, до складу якого входить засіб механізації, за годину змінного часу, га/год.

За формулою (3) знаходимо енергоємність трактора  $e_{тр}$  і обприскувача  $e_{обр}$  відповідно:

$$e_{тр} = \frac{\alpha_{тр} m_{тр}}{W_{год}}; \quad e_{обр} = \frac{\alpha_{обр} m_{обр}}{W_{год}}.$$

Для віднесення затрат паливно-мастильних матеріалів до 1 га використовують технологічні норми і нормативи при механізованій обробці поля, та розраховують за формулою:

$$e_{палива} = \frac{G_{нм}}{W_{год}} \alpha_{нм} K_{зб}, \quad (4)$$

де  $e_{палива}$  - енергоємність палива, МДж/га;  $G_{нм}$  - норма витрати палива, кг/га, л/га;  $\alpha_{нм}$  - енергетичний еквівалент палива, МДж/кг, МДж/л;  $K_{зб}$  - коефіцієнт, що враховує додаткові витрати енергії на зберігання і заправку агрегатів;  $K_{зб} = 1 \dots 1,2$ .

Для встановлення енергоємності витрат хімічних речовин, а саме пестицидів  $e_n$  (МДж/га), враховують норми витрати на 1 га:

$$e_n = \alpha_n H_n, \quad (5)$$

де  $\alpha_n$  - енергетичний еквівалент пестициду, МДж/кг, МДж/л, МДж/м<sup>3</sup>, МДж/кг;  $H_n$  - норма витрати пестициду на 1 га, кг/га, л/га, м<sup>3</sup>/га.

Енергетичні еквіваленти пестицидів залежать від того, до якої препаративної форми вони відносяться: олії, порошок або гранули. У таблиці 1 для різних типів отрутохімікатів наведено енергетичні коефіцієнти, які можна використовувати для проведення енергетичного аналізу хімічного захисту рослин.

Витрати енергії людини визначають за формулою:

$$e_{\text{люд}} = t_{\text{мех}} \alpha_{\text{мех}} n_{\text{мех}}, \quad (6)$$

де  $e_{\text{люд}}$  - енергоємність праці людини, МДж;  $t_{\text{мех}}$  - час роботи механізатора, люд.-год;  $\alpha_{\text{мех}}$  - енергетичний еквівалент механізатора, МДж/(люд.-год);  $n_{\text{мех}}$  - чисельність основних механізаторів, люд,

або: 
$$e_{\text{люд}} = \frac{n_{\text{мех}}}{W_{\text{год}}} \alpha_{\text{мех}}, \quad (7)$$

де  $W_{\text{год}}$  - продуктивність агрегату га/год.

Таблиця 1. – Енергетичні еквіваленти отрутохімікатів.

Отрутохімікати	Енергетичний еквівалент $\alpha_p$ , МДж/(кг д.р.)		
	олії	порошок	гранули
Гербициди	119,6	263,6	363,7
Інсектициди	365,0	253,2	312,1
Фунгіциди	272,6	116,6	216,3

На прикладі технологічного процесу обприскування розглянемо практичне застосування викладеної методики розрахунку витрат питомої енергії. Для боротьби з такими хворобами плодових культур (яблуні, груші), як парша і борошниста роса, використано фунгіцид «Флінт» фірми Bayer [3]. Препаративна форма – водорозчинні гранули. Рекомендована норма внесення – 0,14 кг/га.

Обприскування проводять агрегатом МТЗ-82 + ОПВ-2000. Маса засобів механізації  $m_{\text{тр}} = 3400$  кг,  $m_{\text{обр}} = 1350$  кг. Продуктивність  $W_{\text{год}} = 4,8$  га/год, витрати пального  $G_{\text{нм}} = 14,5$  кг/год.

З [1] знаходимо енергетичні еквіваленти  $\alpha_{\text{тр}} = 0,0243$  МДж/га;  $\alpha_{\text{обр}} = 0,246$  МДж/га,  $\alpha_{\text{нм}} = 52,8$  МДж/кг,  $\alpha_{\text{мех}} = 60,8$  МДж/люд.-год,  $\alpha_n = 216,3$  МДж/кг.

Енергоємність трактора і обприскувача відповідно:

$$e_{\text{тр}} = \frac{0,0243 \times 3400}{4,8} = 17,21 \text{ МДж/га}$$

$$e_{\text{обр}} = \frac{0,246 \times 1350}{4,8} = 69,18 \text{ МДж/га.}$$

Енергоємність палива:

$$e_{\text{палива}} = \frac{14,5 \times 52,8 \times 1,1}{4,8} = 175,45 \text{ МДж/га.}$$

Витрати хімічних речовин на 1 га:

$$e_n = 216,3 \times 0,14 = 30,28 \text{ МДж/га.}$$

Витрати енергії людини:

$$e_{\text{люд}} = \frac{1}{4,8} \times 60,8 = 12,67 \text{ МДж/га}$$

У наведеному прикладі повна енергоємність для заданих умов, або іншими словами, питомі витрати антропогенної енергії, складає:

$$e_{\text{хім.з.}} = 17,21 + 69,18 + 175,45 + 30,28 + 12,28 = 304,4 \text{ МДж/га}$$

Отже, витрати пального сягають майже 58%. Кругова діаграма (рис. 1) демонструє долю кожного із чинників в загальній сумі.

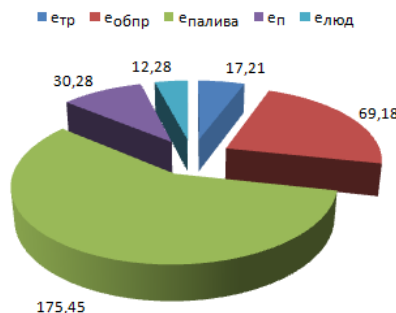


Рис. 1. Складові енергоємності обприскування плодкових культур для заданих умов.

Таким чином, застосування єдиного методу енергетичної оцінки машин і технології хімічного захисту рослин дозволяє об'єктивно оцінити енергоємність технологічного процесу і операцій, що виконуються різними агрегатами, і визначити шляхи її зниження.

#### *Література.*

1. Пастухов В. І. Енергетична оцінка механізованих технологій рослинництва. / В. І. Пастухов. – Харків : Ранок-НТ, 2003. – 100 с.
2. Ільченко В.Ю. Рекомендації з енергетичної оцінки технологічних процесів у рослинництві. / В.Ю.Ільченко, В.П.Мельник, С.П.Дмитрюк і ін. – Дніпропетровськ. – 2000. – 55 с.
3. [www. bayercropscience.com.ua](http://www.bayercropscience.com.ua)

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ХИМИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ РАСТЕНИЙ

Пастухов В.И.

### *Аннотация*

**В статье изложена методика энергетической оценки химической защиты растений. На примере технологического процесса опрыскивания проведен количественный анализ удельных затрат антропогенной энергии.**

## ENERGETIC EVALUATION OF THE CHEMICAL PLANT PROTECTION TECHNOLOGICAL PROCESS

V. Pastyhov

### *Summary*

**The article is presented to describe the methods to energetic evaluation of the chemical plant protection processes. The sample of analysis carried out for the technological process of spraying.**

УДК 620.173:621.927

## ОБОСНОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ГРЕБЕНКИ ОЧЕСЫВАЮЩЕГО БАРАБАНА

Овчаренко Ф.А., інженер  
ЮФ НУБіП України «Крымский агротехнологический университет»  
Тел. (06192) 5-47-88

**Аннотация** – определен продольный профиль гребенки, обеспечивающий рациональное направление полета частиц вороха сорго, с учетом конструктивно-технологических параметров устройства для очеса зернового сорго на корню.

**Ключевые слова** – очес на корню, очесывающий барабан, рациональное направление частиц вороха, продольный профиль гребенки.

*Постановка проблемы.* Обеспечение рационального направления полета частиц вороха и исключение возможности соударения частиц с предыдущей гребенкой создает наилучшие условия сбора зерна. Рациональное направление полета частиц вороха совпадает с касательной к внутренней поверхности барабана, проведенной из точки соударения частицы с гребенкой, и может быть обеспечено геометрией гребенки, для чего необходимо определить ее продольный профиль.

*Анализ последних исследований.* Анализ работ [1-3] показал, что в настоящее время проблема решена лишь частично, поскольку не обеспечено рациональное направления полета частиц вороха.

*Формулировка целей статьи.* Целью работы является определение продольного профиля гребенки, обеспечивающего рациональное направление полета частиц вороха, с учетом конструктивно-технологических параметров устройства для очеса зернового сорго на корню.

*Основная часть.* Продольный профиль гребенки должен обеспечить рациональное направление полета частиц (по касательной к окружности радиуса  $R_0$ ). Рассмотрим рис. 1.

Для определения продольного профиля гребенки был разработан графоаналитический метод, алгоритм которого заключается в следующем:

1) проводим  $i$  вспомогательных окружностей, радиусы которых находятся в диапазоне  $R_0 \leq r_i \leq R$ , где  $R$  – внешний радиус барабана;

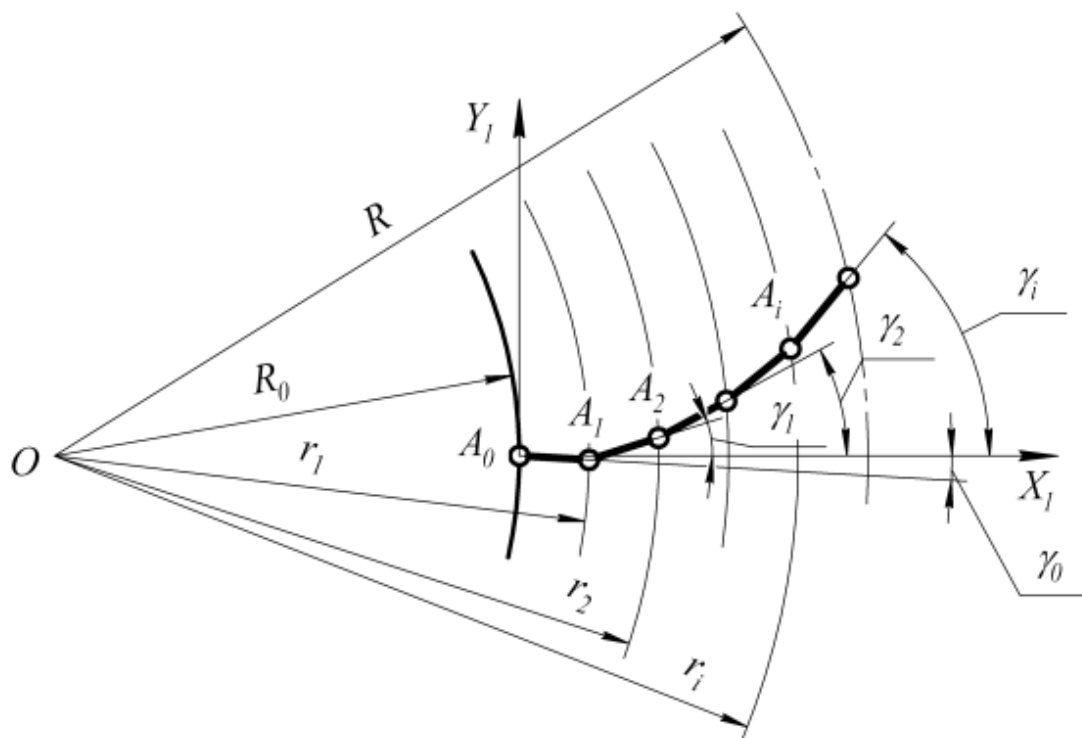


Рис. 1. Построение продольного профиля гребенки.

2) из точки  $A_0$ , которая находится на внутренней поверхности барабана на расстоянии  $R_0$  от оси вращения барабана  $O$ , проводим вспомогательную прямую под углом  $\gamma_0$ , величина которого зависит от конструктивно-технологических параметров устройства для очеса зернового сорго на корню и определяется с помощью разработанной компьютерной программы. Пересечение этой прямой с окружностью радиуса  $r_1$  дает точку  $A_1$ ;

3) из точки  $A_1$  проводим вспомогательную прямую под углом  $\gamma_1$ , величину которого также определяем с помощью программы. Пересечение этой прямой с окружностью радиуса  $r_2$  дает точку  $A_2$ ;

4) повторяем процедуру  $i$  раз;

5) введя прямоугольную систему координат  $X_1A_0Y_1$ , ось  $A_0X_1$  которой совпадает с осью  $OX$ , и графическим методом, в системе трехмерного моделирования КОМПАС-3D V12, определяем координаты точек  $A_i$ , которые заносим в таблицу 1;

6) с помощью программы аппроксимируем продольный профиль гребенки полиномом третьей степени и визуально контролируем точность аппроксимации (рис. 2).

При увеличении числа итераций  $i$  повышается точность построения продольного профиля гребенки.

Таблиця 1 – Параметри продольного профіля гребенки

$i$	$r_i$ , м	$\gamma_i$ , град.	$x_i$ , мм	$y_i$ , мм
0	0,200	-3,257265	0,00000	0,00000
1	0,205	4,682211	4,99953	-0,28452
2	0,210	8,123568	9,99996	0,12595
3	0,215	10,86614	14,99836	0,83947
4	0,220	13,26626	19,99265	1,79814
5	0,225	15,45966	24,98034	2,97406
6	0,230	17,51647	29,95884	4,35094
7	0,235	19,47655	34,92546	5,91848
8	0,240	21,36674	39,87742	7,66978
9	0,245	23,20651	44,81184	9,60026
10	0,250	25,00961	49,72574	11,70702
11	0,255	26,78635	54,61603	13,98840
12	0,260	28,54682	59,47949	16,44365
13	0,265	30,29680	64,31273	19,07301
14	0,270	32,04438	69,11222	21,87724
15	0,275	33,79534	73,87421	24,85799
16	0,280	35,55375	78,59472	28,01754
17	0,285	37,32705	83,26954	31,35868
18	0,290	39,12041	87,89413	34,88512
19	0,295	40,93898	92,46357	38,60131
20	0,300	42,78849	96,97254	42,51248
21	0,305	44,67736	101,41521	46,62478
22	0,310	46,61012	105,78511	50,94574
23	0,315	48,60114	110,07506	55,48384
24	0,320	50,65692	114,27684	60,25002
25	0,325	52,79119	118,38114	65,25680
26	0,330	55,02114	122,37709	70,51959
27	0,335	57,36740	126,25181	76,05761
28	0,340	59,86091	129,98970	81,89506
29	0,345	62,54121	133,57123	88,06382
30	0,350	65,47189	136,97120	94,60660

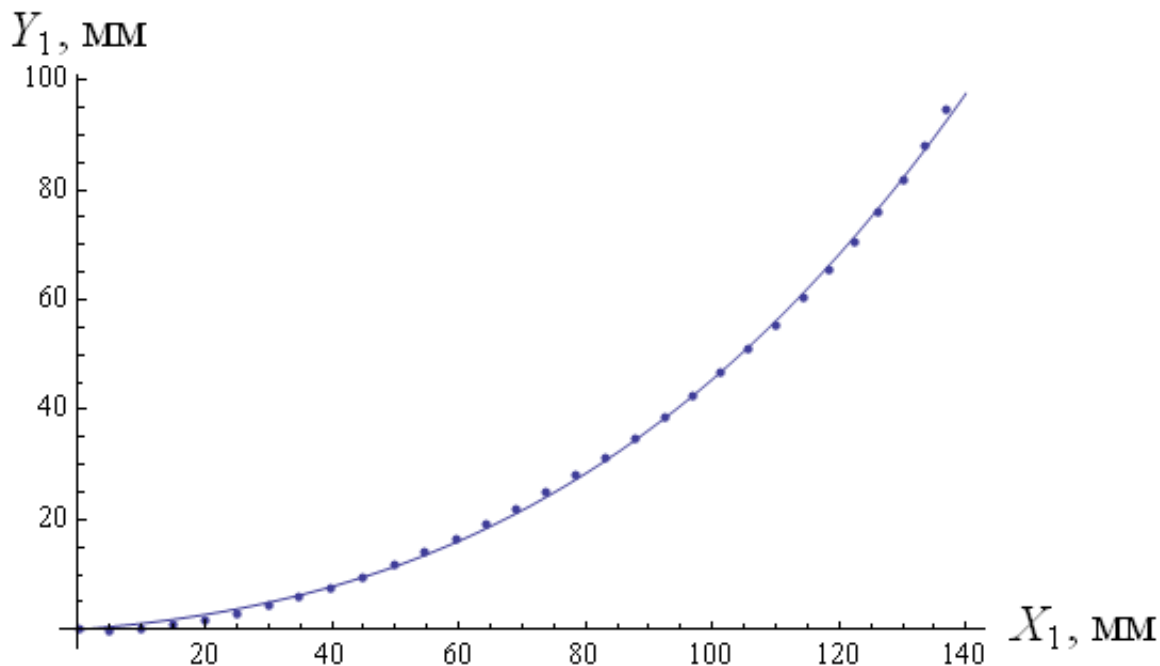


Рис. 2. Аппроксимация продольного профиля гребенки полиномом третьей степени.

В итоге получили следующее уравнение, которое описывает продольный профиль гребенки:

$$y_1 = 9,08 \cdot 10^{-2} x_1 + 1,93 \cdot 10^{-3} x_1^2 + 1,71 \cdot 10^{-5} x_1^3.$$

**Выводы.** Продольный профиль гребенки, обеспечивающий рациональное направление полета частиц вороха сорго, с учетом конструктивно-технологических параметров устройства для очеса зернового сорго на корню, описывается полиномом

$$y_1 = 9,08 \cdot 10^{-2} x_1 + 1,93 \cdot 10^{-3} x_1^2 + 1,71 \cdot 10^{-5} x_1^3.$$

#### Литература

1. Шабанов П.А. Механико-технологические основы обмолота зерновых культур на корню: Дис... докт. техн. наук: Спец.: 05.20.01 / П.А. Шабанов; МИМСХ. – Мелитополь, 1988. – 308 с.
2. Гончаров Б.И. Обоснование продольного профиля зуба очесывающего барабана / Б.И. Гончаров, П.А. Шабанов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К., 1984. – Вып. 59. – С. 21-29.
3. Чуксин П.И. Совершенствование технологического процесса уборки колосовой части растений зерновых культур путем разработки и оптимизации очесывающих зубьев: Автореф. дис... канд. техн. наук: Спец.: 05.20.01 / П.И. Чуксин. – Минск, 1986. – 20 с.

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ПОДОВЖНЬОГО ПРОФІЛЮ ГРЕБІНКИ ОБЧІСУЮЧОГО БАРАБАНА**

Овчаренко Ф.О.

### *Анотація*

**Визначено подовжній профіль гребінки, який забезпечує раціональний напрям польоту частинок вороху сорго, з урахуванням конструктивно-технологічних параметрів пристрою для очо-су зернового сорго на кореню.**

## **GROUND OF LONGITUDINAL FORM OF THRESHING DRUM COMB**

F. Ovcharenko

### *Summary*

**The longitudinal form of comb, providing rational direction of flight of sorghum masses particles, taking into account the structural-ly-technological parameters of device for threshing of corn sorghum on to the root, is got.**

УДК 635.82: 620.97

## ПОТЕНЦІАЛ БІОКОНВЕРСІЇ ВІДХОДІВ ГРИБІВНИЦТВА

Мироничева О.С., к.с.-г.н.,

Рижков А.О., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-32-63

**Анотація** – в роботі проаналізовано здатність культивованих грибів, а саме - їстівних макроміцетів, до розкладання складних біополімерів соломи, що, у свою чергу, підвищує її засвоюваність в анаеробних процесах переробки. Було проведено експериментальне дослідження з анаеробного зброджування субстрату *Pleurotus ostreatus*, застосуванням курячого посліду в якості активатора ферментаційних процесів.

**Ключові слова** – біоконверсія, відходи грибовництва, біогаз, солома, анаеробна ферментація.

*Аналіз основних досліджень.* За своїм хімічним складом солома складається з складних нерозчинних полісахаридів – пектинів, геміцелюлози, целюлози та інкрустуючи речовин – лігніну, кутину, кремнієвої кислоти. Тому екологічно безпечні технологічні рішення по її конвертації у корисні продукти повинні містити процеси, які дозволять отримати додатково економічний ефект [3].

Ефективність використання відходів сільського господарства в анаеробних процесах визначається загальною засвоєністю. Лігнін, який залишається не використаним при виробництві біогазу, визначає в значному ступені засвоєність відходів [1, 4]. Багатьма вченими було знайдено значне підвищення виходу біогазу при попередній обробці соломи грибом *Pleurotus florida sp* [2]. Їстівні макроміцети мають властивості розкладати біополімери та інші компоненти рослинної тканини, перетворюючи її у харчові продукти (плодові тіла) та твердий залишок, збагачений білком та вітамінами міцелію [6].

*Формулювання цілей статті.* Метою наших досліджень стало визначення оптимальних композицій сумішей та динаміку змін параметрів при гідролізній біоконверсії відходів грибовництва після вирощування гриба *Pleurotus ostreatus*.

*Основна частина.* Для визначення технологічних показників процесу біоконверсії відходів грибовництва було взято субстрат після куль-

тивування грибів *Pleurotus ostreatus* та, як засіб активізації ферментації, – курячий послід після вирощування курчат-бройлерів за наступною схемою: 1) 100% курячого посліду; 2) 75% посліду та 25% субстрату; 3) 50% посліду та 50% субстрату; 4) 25% посліду та 75% субстрату; 5) 100% субстрату. Досліджувався субстрату *Pleurotus ostreatus* після 35 діб культивацийного циклу та після 2 хвиль плодоношення.

Було досліджено наступні технологічні показники, що висуваються до сировини і технологічного процесу при виробництві біогазу: загальний вміст азоту по Кьельдалю та співвідношення C/N [5]; рівень активної кислотності (рН) та окисно-відновлювальний потенціал (Eh) електрометричним методом [7].

Гриби білої гнилі, до яких відноситься глива звичайна або *Pleurotus ostreatus*, відомі своїми властивостями руйнувати полімери лігніну в лігнін целюлозній біомасі. Субстрат для вирощування грибів, а це суміш соломи злакових та лушпиння соняшнику, оброблений в грибних умовах має у подальшому наступні переваги: зменшення розміру часток, підвищену сприятливість до гідролізу полімерів геміцелюлози та целюлози [6].

Динаміка загальної кількості азоту у сумішах при закладанні досліді анаеробної ферментації (рис. 1) показала, що цей показник знижувався практично у всіх варіантах протягом всього процесу біоконверсії. Аналізуючи загальну динаміку розпаду загальної кількості азоту нами було встановлено, що при ферментації протягом 45 діб цей показник знизився на 8,8% у 1 варіанті; на 30,5% у 2; на 26% у 3; на 42,9 у четвертому; а 5 варіант показав максимальну кількість зниження загальної кількості азоту і склало 68,9%.



Рис. 1. Динаміка зміни загальної кількості азоту при анаеробній ферментації субстрату після вирощування гливи та курячого посліду, %.

Узагальнюючи загальну динаміку, спостерігається лінійне зменшення рівня азоту зі зменшенням вмісту посліду, що підтверджує необхідність додавання коосубстратів при даному типі біоконверсії.

Співвідношення вуглецю та азоту (C/N) – один з найбільш важливих факторів, що впливають на метанове збродження. Найбільший вихід біогазу відбувається при C/N = 10:20, де оптимум коливається в залеж-

ності від типу сировини. Для досягання оптимальної суміші практикується змішування різноманітних типів сировини. С/N – відношення субстрату при виробництві біогазу повинно бути в діапазоні 16:1-25:1. За нашими спостереженнями (рис. 2) найбільш відповідали необхідним вимогам суміш у варіанті 2 практично на всьому періоді біоконверсії та варіант 3, але на 31 добу відбувся значний сплеск руйнування азотних сполук, але на кінець ферментації цей показник вирівнявся.

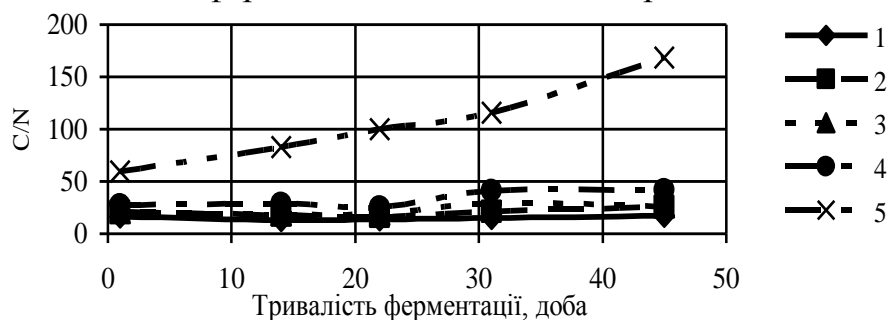


Рис.2. Динаміка зміни C/N при анаеробній біоконверсії.

Завдяки тому що рівень метаболічної активності метаногенових бактерій нижчий за кислотоутворюючих, при зростанні кількості органічних речовин, що утворюються, може стати надлишок летучих кислот, який знижує активність метанових бактерій, як тільки значення рН опуститься нижче 6,5. Звичайно рівень рН завдяки буферним властивостям субстрату при нерівномірному утворенні кислот підтримується на постійному рівні. Оптимальне значення рН повинно бути на рівні 6,5-7,5.

За нашими спостереженнями (рис. 3) оптимальне значення рН для розвитку метаноутворюючих бактерій спостерігався у варіантах 1, 2, 3 з 14 по 31 добу ферментації. У першому та другому варіантах цей показник був нижчий мінімального значення оптимуму на 45 добу ферментації, тоді як в 3 варіанті дослідів рівень рН був вищий максимальної межі оптимуму. Сильний позитивний зв'язок між загальним вмістом азоту та рН характеризується коефіцієнтом кореляції на рівні 0,78.

У біореакторі низький окислювально-відновлювальний потенціал є необхідними, наприклад для метаногенних монокультур буде потрібно від -300 до -330 мВ як оптимум.

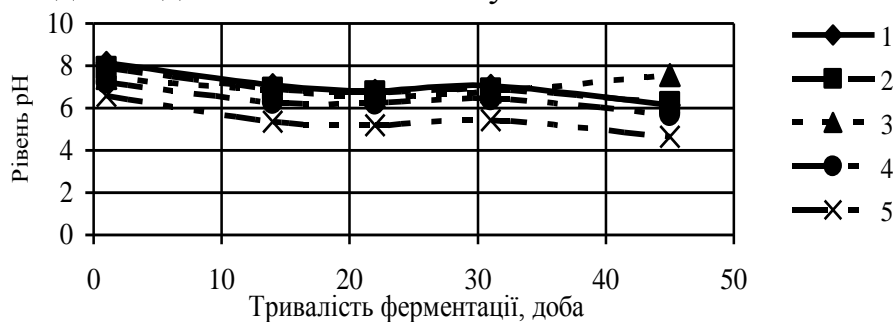


Рис. 3. Динаміка зміни рН при анаеробній ферментації субстрату після вирощування гливи та курячого посліду

За результатами наших досліджень анаеробної ферментації відпрацьованого субстрату гливи та курячого посліду (рис. 4) цей діапазон показника спостерігався у варіантах 1 на 31 добу, 2 – на 14, 31 та 45 добу; у 3 варіанті оптимум був досягнутий на 31 добу, а анаеробні умови при використанні 100% суміші відпрацьованого субстрату були зафіксовані на 1 добу, але при подальшій ферментації спостерігалось наявність позитивного окисно-відновного потенціалу, що свідчить о розвитку строгих аеробних мікроорганізмів. Зворотній зв'язок між загальним вмістом азоту та редокс-потенціалом підтверджений коефіцієнтом кореляції – 0,6.

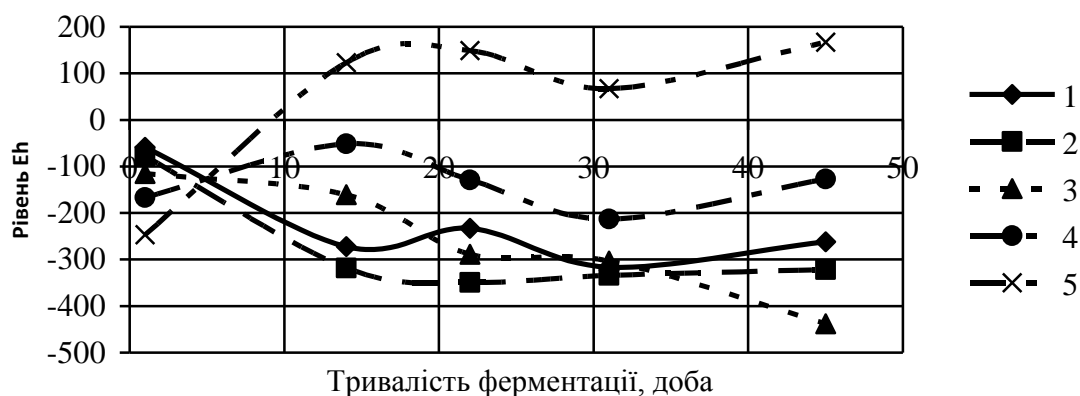


Рис. 4. Динаміка окисно-відновного потенціалу при анаеробній ферментації субстрату після вирощування гливи та курячого посліду

*Висновки.* Узагальнюючи проведені нами дослідження можливо вважати, що найбільш придатними для використання у процесах анаеробної ферментації, тобто виробництві біогазу, суміші у варіантах 2 та 3. Проведені дослідження підтверджують можливість використовувати лігнін целюлозну біомасу як субстрат для вирощування їстівних грибів з подальшою утилізацією відпрацьованого субстрату в біогаз.

Робота виконувалась у рамках спільного науково-дослідного проекту в рамках Програми науково-технічного співробітництва між Україною і Федеративною Республікою Німеччина UKR 08/025.

#### Література

1. Deublein D. Biogas from Waste and Renewable Resources / D. Deublein, A. Steinhauser. – WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2008. – 472 p.
2. Ragini Bisaria, Padma Vasudevan, V. S. Bisaria. Utilization of spent agro-residues from mushroom cultivation for biogas production. Appl Microbiol Biotechnol (1990) 33:607-609
3. Авров О. Е. Использование соломы в сельском хозяйстве / О. Е. Авров, З. М. Мороз. – Л.: Колос, Ленингр. отд-ние, 1979. – 200 с.

4. Баадер В. Биогаз: теория и практика: [Пер. с нем. и предисловие М. И. Серебряного] / В. Баадер, Е. Доне, М. Бренндерфер. – М.: Колос, 1982. – 148 с.
5. Воробьева Л. А. Химический анализ почв: [Учебник] / Л. А. Воробьева. – М.: Изд-во МГУ, 1998. – 272 с.
6. Заикина Н. А. Основы биотехнологии высших грибов / Н. А. Заикина, А.Е Коваленко, В.А Галынкин и др. – СПб: Проспект науки, 2007. – 49 с.
7. Справочник химика: [Под ред. Б. П. Никольского]. – М.-Л.: Химия, 1965. – 827 с.

## **ПОТЕНЦИАЛ БИОКОНВЕРСИИ ОТХОДОВ ГРИБОВОДСТВА**

Миронычева Е.С., Рыжков А.А.

### *Аннотация*

**В работе проанализирована способность культивируемых грибов, а именно - съедобных макромицетов, к разложению сложных биополимеров соломы, что, в свою очередь, повышает ее усваиваемость в анаэробных процессах переработки. Было проведено экспериментальное исследование по анаэробному сбраживанию субстрата *Pleurotus ostreatus*, применением куриного помета в качестве активатора ферментационных процессов.**

## **POTENTIAL OF BIOCONVERSION OF BYPRODUCTS OF MUSHROOM INDUSTRY**

O. Myronycheva, A. Ryzhkov

### *Summary*

**In this paper we analyzed the ability of cultivated mushrooms – namely, edible macromycets, to the decomposition of complex biopolymers of straw, which, in turn, increases its digestibility in anaerobic treatment processes. An experimental study on anaerobic digestion of the substrate *Pleurotus ostreatus*, using chicken manure as an activator of fermentation processes was carried out.**

УДК 620.178.16.004

## **ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ НАПРЯМНИХ ТА УМОВ РОБОТИ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ НА КОЕФІЦІЄНТ ЗНОШУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ**

Юдовинський В.Б., к.т.н.

Кюрчев С.В., к.т.н.

Пеньов О.В., к.т.н.

Мирненко Ю.П., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (061)42-13-54

**Ключові слова** – напрямні станин, інтенсивність зношування, коефіцієнт зношування, завантаження верстатів.

**Анотація** – робота присвячена впливу конструкції напрямних та умов роботи металорізальних верстатів на коефіцієнт зношування матеріалів

*Постановка проблеми.* При проектуванні технологічного обладнання та устаткування одним з показників надійності є ресурс його роботи. У свою чергу, ресурс обладнання визначається умовами його роботи.

Коефіцієнт зношування матеріалів деталей є функцією умов та середовища роботи спряжень та залежить від кількості абразиву, який знаходиться в місцях контакту спряжених тіл.

*Аналіз останніх досліджень.* Приймаючи умови роботи – силові, швидкісні параметри однакового порядку, основним фактором, який впливає на коефіцієнт зношування (або як кінцевий параметр прогнозування – лінійний знос) граней напрямних станин металорізальних верстатів, є середовище роботи обладнання [1,2].

Середовище роботи обладнання визначається забрудненістю середовища, яка характеризується кількістю пилу в атмосфері. Пил, осідаючи на грані напрямних станин, створює умови для абразивного зношування граней напрямних.

Тому при проектуванні верстатного необхідно враховувати середовище роботи, яке впливає на конструктивні особливості напрямних, регулюючи їх ресурс роботи.

*Формулювання цілей статті.* Ціллю статті є виявлення впливу конструкції напрямних та умов роботи металорізальних верстатів на коефіцієнт зношування матеріалів.

*Основна частина.* Фактично верстатне обладнання протягом доби працює не весь час, а тільки визначену частину, яка визначається, з одного боку, змінним режимом роботи підприємства, а з іншого боку – фактичним коефіцієнтом змінності. Остаточний час воно простоює і при цьому з-за наявності абразиву в оточуючому середовищі виникає осідання пилу на напрямні станини. Чим більше протягом доби простоюють верстати, тим більше пилу осідає на напрямних. Пил, який осідає під час роботи верстатів, не встигає через масляну плівку опуститися до стикання з матеріалом напрямної та рухомими частинами верстатів (каретки, столи) разом з оливою відтісняється на непрацюючі зони напрямних.

Залежність осівшого пилу від часу пропорційна інтенсивності осідання пилу в повітрі та в загальному вигляді може бути виражена залежністю:

$$Q_{\Pi} = L_K \cdot B \cdot i_{\Pi} \cdot t_{\text{пр}}, \quad (1)$$

де  $i_n$  – інтенсивність осідання пилу, мг·год/м<sup>2</sup>;

$t_{\text{пр}}$  – час простою обладнання, год.

$L_K, B$  – довжина та ширина напрямної, м.

Інтенсивність осідання пилу  $i_n$  була перевірена на машинобудівельних та ремонтних підприємствах півдня України протягом декілька років як у зимовий час, так і влітку. За математичним очікуванням отримані зміна та середня величина інтенсивності осідання пилу у будь-який час року. Інтенсивність осідання пилу взимку менше, ніж влітку, та коливається від 18 до 26 мг·год/м<sup>2</sup>.

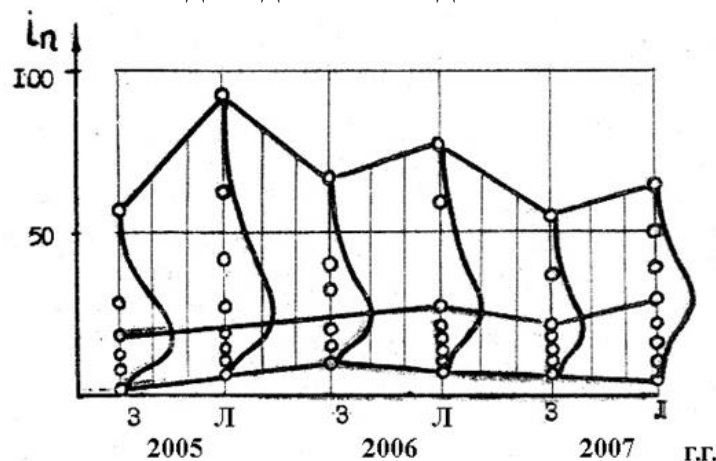


Рис.1. Вирогідність інтенсивності осідання пилу в механічних цехах і ділянках ремонтних майстерень в зимові та літні періоди.

Якщо через  $\beta_n$  позначити показник осідання пилу від простою обладнання, то коефіцієнт зношування матеріалів  $Ku_n$  напрямних з урахуванням цього показника можна виразити залежністю:

$$\hat{E}u_g = \beta_g \cdot Ku, \quad (2)$$

де  $Ku$  – коефіцієнт зношування матеріалів напрямних при ідеальних умовах роботи обладнання.

Виробничі випробування верстатного обладнання дозволили встановити залежність показника осідання пилу від простоїв обладнання протягом часу. При однозмінному режимі роботи верстата (час простою – 16 годин) показник  $\beta_n$  дорівнює 1,04, а при двозмінному режимі роботи – 0,44. Максимальне значення цього показника  $\beta_n = 1,4$  при 21,5 годинах простою за добу. Надалі цей показник зменшується, що дуже скорочує час роботи або час тертя спряжених тіл.

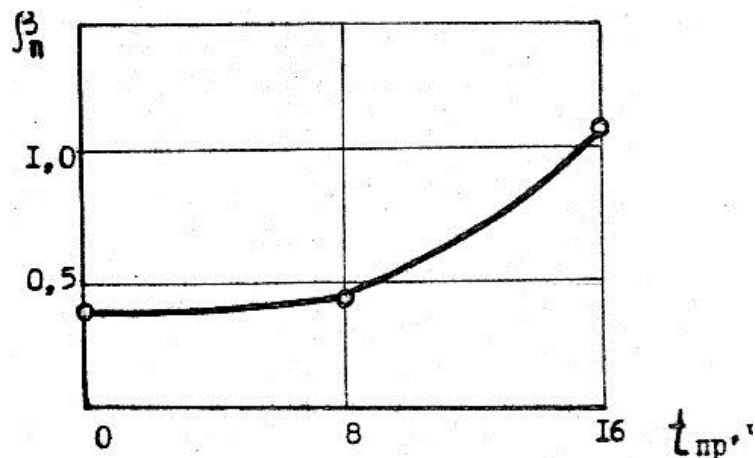


Рис. 2. Залежність показника осідання пилу при простоях обладнання від часу простою.

Емпірична залежність показника осідання пилу від простоїв обладнання від часу має вигляд:

$$\beta_{ia} = \frac{24 - t_{i0}}{0,152 \cdot t_{i0}^2 - 3,395 \cdot t_{i0} + 87,712} \quad (3)$$

Таким чином, одним з основних показників, які впливають на знос граней напрямних, є час простою металорізальних верстатів.

Наявність спокійного повітря в цехах призводить до вертикального осідання пилу на гранях напрямних в період простою обладнання, так як у період роботи пил, яка осідає на грані, не проникає крізь масляну плівку та зсувається на неробочі ділянки станин скріпками (войлок, фетр и т.д.) суппорту чи каретки.

Приймаючи вертикальне осідання пилу (вздовж осі  $y$ ), конструкцію напрямних металорізальних верстатів можна розділити 3 групи (рисунок 3).

1 група – величина зносу граней напрямних залежить від забрудненості оточуючого середовища ( $\lambda_{cp}$ ) і від закону розподілу довжин ходів каретки (суппорту)  $[\varphi_0(x)]$ , рисунок 3-1:

$$U_1 = f[\lambda_{\bar{n}\delta}; \varphi_0(\delta)] \quad (4)$$

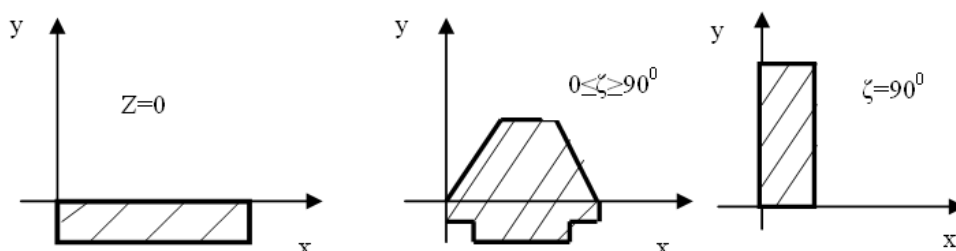


Рис. 3. Класифікація граней напрямних металорізальних верстатів за ступінню впливу пилу оточуючого середовища.

2 група – величина зносу граней напрямних залежить від забрудненості оточуючого середовища, кута нахилу грані до потоку осідання пилу ( $\zeta$ ) та від закону розподілу довжин ходів каретки (суппорту), рисунок 3-2:

$$U_2 = f[\lambda_{\tilde{n}\tilde{\delta}}; \xi; \varphi_0(\tilde{\delta})]. \quad (5)$$

3 група – величина зносу граней напрямних залежить від чистоти обробки поверхні граней ( $R_z$ ), забрудненості оточуючого середовища, матеріалу напрямних ( $HB$ ), від виду та мастильних властивостей змазки ( $m_{cm}$ ) та закону розподілу довжин ходів каретки, рисунок 3-3:

$$U_3 = f[\lambda_{\tilde{n}\tilde{\delta}}; (\hat{I}\hat{A}); R_z; m_{\tilde{m}}; \varphi_0(\tilde{\delta})]. \quad (6)$$

Таким чином, кількість осівшого пилу на гранях напрямних, як основний фактор, що впливає на величину лінійного зносу та коефіцієнт зношування, вкладається з кількості пилу, яка осіла за рахунок кута нахилу грані напрямної  $[Q_{i\phi}(\xi)]$  та кількості пилу, яка осіла за рахунок властивостей змазки утримувати абразивні часточки  $[Q_{i\phi}(m_{\tilde{m}})]$ :

$$Q_{i\phi} = Q_{i\phi}(\xi) + Q_{i\phi}(m_{\tilde{m}}). \quad (7)$$

Якщо позначити через  $i_n$  інтенсивність осідання пилу, то кількість пилу, яка осіла на грань за рахунок розташування грані, можна визначити з виразу:

$$Q_{i\phi}(\xi) = i_v \cdot \hat{A} \cdot L_0 \cdot T \cdot \cos \xi_i, \quad (8)$$

де  $B$  – ширина грані напрямної, м;

$L_0$  – довжина каретки м;

$T$  – час простою обладнання, год.

Кількість пилу, яка осіла на грань напрямної за рахунок властивостей змазки ( $\hat{a}_{\tilde{m}}$ ), визначається:

$$Q_{i\phi}(m_{\tilde{m}}) = i_v \cdot \hat{a}_{\tilde{m}} \cdot L_0 \cdot B \cdot T \cdot \cos(90 - \xi). \quad (9)$$

Уведення  $\cos(90 - \zeta)$  в попередній вираз визначається графічним рішенням цих функцій, які показані на рисунку 4.

Звідси видно, що при  $\zeta=0$ ,  $Q_{i\phi}(m_{\tilde{m}})=0$ , а при  $\zeta=90^\circ$   $Q_{i\phi} = i_v \cdot \hat{a}_{\tilde{m}} \cdot L_0 \cdot B \cdot T$ .

тобто вплив властивостей змазки – мінімальний.

Підставивши ці значення функцій, отримуємо:

$$Q_{\zeta i} = i_i \cdot B \cdot L_0 \cdot T \cdot [\cos \xi_i + a_{\bar{m}i} \cdot \bar{n} \cos(90 - \xi)] \quad (10)$$

З цього виразу видно, що зі збільшенням кута нахилу грані напрямної зменшується ступінь впливу кута нахилу  $f(\zeta)$  та збільшується ступінь впливу властивостей змазки  $\Phi(\zeta, m_{cm})$ .

Графічне представлення функцій кількості пилу від кута нахилу грані напрямних та властивостей змазки показано на рисунку 4.

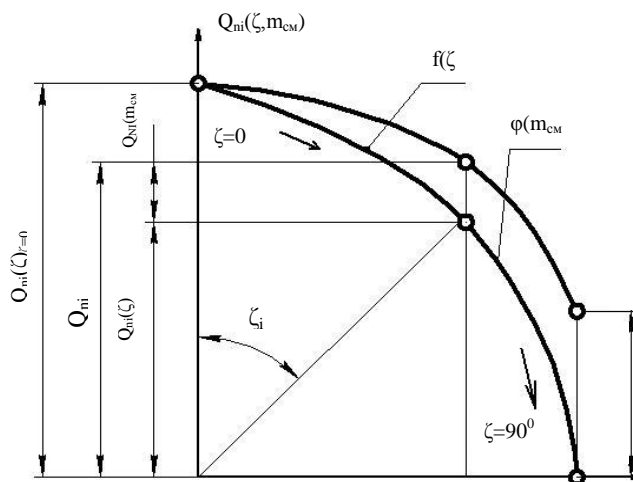


Рис. 4. Графічне представлення функцій кількості пилу від кута нахилу грані напрямних та властивостей змазки.

Але так, як коефіцієнт зношування матеріалів напрямних є функцією кількості пилу на гранях (як кількість абразиву, яка приймає участь в процесі зношування), можна записати що:

$$K_U [Q_{ni}(\xi; m_{\bar{m}i})] = K_U [Q_{ni}(\xi_i)] + K_U [Q_{ni}(m_{\bar{m}i})] \quad (11)$$

Виробничі випробування верстатів з різним типом напрямних показали, що коефіцієнт зношування матеріалів напрямних при  $\zeta=0$  дорівнює  $K_U [Q_{ni}(\zeta)]_{\zeta=0} = 4,1 \cdot 10^{-5} \text{ мкм/Па}\cdot\text{км}$ , а при куті нахилу  $\zeta=45^\circ$  (призматичні напрямні токарних верстатів), коефіцієнт зносу дорівнює:

$$K_U [Q_{ni}(\zeta)]_{\zeta=45} = 3,06 \cdot 10^{-5} \text{ мкм/Па}\cdot\text{км}. \quad (12)$$

Причому, враховуючи кут нахилу, коефіцієнт зношування за рахунок наявності абразиву пилу, яка осіла на грань напрямної від кута нахилу складе:

$$K_U [Q_{ni}(\zeta)]_{\zeta=45} = 2,87 \cdot 10^{-5} \text{ мкм/Па}\cdot\text{км}. \quad (13)$$

а різниця цих коефіцієнтів дасть коефіцієнт зношування матеріалів напрямних за рахунок абразиву пилу, яка утримується змазкою:

$$K_U [Q_{ni}(\zeta)]_{\zeta=45} = 0,19 \cdot 10^{-5} \text{ мкм/Па}\cdot\text{км}. \quad (14)$$

Враховуючи ці данні та загальні залежності, отриманий графік зміни коефіцієнта зношування матеріалу напрямних від кута нахилу грані до потоку осідання пилу та властивостей змазки затримувати часточки пилу (рисунок 5).

З цього графіка видно, що коефіцієнти зношування матеріалів не є величиною постійною та не залежать від кута нахилу грані до потоку осідання пилу та від властивостей змазки затримувати часточки пилу на грані.

Для плоских горизонтально розташованих, відкритих напрямних коефіцієнт зношування має чисельне значення біля  $4,0 \cdot 10^{-5}$  мкм/Па·км. Зі збільшенням кута нахилу грані напрямної значення коефіцієнтів зношування зменшується та для призматичних напрямних він становить біля  $3 \cdot 10^{-5}$  мкм/Па·км. Для вертикальних напрямних значення коефіцієнта зношування не перевищує  $1,0 \cdot 10^{-5}$  мкм/Па·км.

#### *Висновки.*

1. На коефіцієнт зношування матеріалів напрямних впливає конструкція напрямних та умови роботи обладнання.

2. При проектуванні технологічного обладнання (металорізальних верстатів) необхідно враховувати умови експлуатації, тобто середовище роботи обладнання та змінний режим його роботи.

3. Найбільшому зношуванню за рахунок забруднення оточуючого середовища підлегли плоскі, відкриті грані напрямних. Закриті та вертикально розташовані грані зношуються в декілька разів менше при однакових силових та швидкісних параметрів роботи спряження типу напрямні станини – напрямні каретки.

4. Для зменшення зносу граней напрямних необхідно перед початком роботи верстата ретельно протирати напрямні, видаляючи пил, тим самим зменшуючи абразивну активність середовища зношування.

### **ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАПРАВЛЯЮЩИХ И УСЛОВИЙ РАБОТЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ НА КОЭФФИЦИЕНТ ИЗНОСА МАТЕРИАЛОВ**

Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В., Пенев О.В., Мирненко Ю.П.

#### *Анотація*

**Работа посвящена влиянию конструкции направляющих и условий работы металлорежущих станков на коэффициент износа материалов**

### **INFLUENCING OF CONSTRUCTION OF SENDING AND CONDS OF WORK OF METAL-CUTTING MACHINE-TOOLS ON COEFFICIENT OF WEAR OF MATERIALS**

V.Yudovynskyu, S. Kurtchev, O.Penev, Y.Mirnenko

#### *Summary*

**Work is devoted to influencing of construction of sending and terms of work of metal-cutting machine-tools on the coefficient of wear of materials.**

УДК 631.37

## МЕТОДИКА ОДНОЧАСНОГО ВИКОНАННЯ ДВОХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ

Надикто В.Т., д.т.н.,

Шабала М.О., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-60

***Анотація*** – викладено методичні основи визначення алгоритму одночасної роботи двох МТА під час виконання ними взаємозв'язаних технологічних операцій

***Ключові слова*** – агрегат, технологічна операція, продуктивність, швидкість руху, поле, площа

*Постановка проблеми.* Досить часто на практиці виникає ситуація, коли слід виконувати кілька (принаймні дві) технологічних операцій практично без перерви у часі. Наприклад, збирання зернових колосових культур і лущення стерні, внесення органічних (чи мінеральних) добрив і їх загортання у ґрунт, сівба сільськогосподарських культур і прикочування посівів тощо [1].

Одночасна робота таких машинно-тракторних агрегатів (МТА) на одному полі можлива лише за умови, коли продуктивність праці першого із них принаймні не менша (краще – рівна) за продуктивність другого.

Проте, фактично все часто буває навпаки: МТА, який здійснює першу операцію, - менш продуктивний, ніж другий. Тому, якщо при цьому обидва агрегати почнуть роботу одночасно, то більш продуктивний МТА матиме небажані простої. Ситуація стає ще гострішою, коли перерва у часі між обома технологічними операціями явно небажана (передпосівна культивування та сівба, наприклад).

Аналіз показує, що за певних умов організувати роботу таких МТА можна. Для цього слід розробити відповідний алгоритм. Саме на розв'язання цієї задачі і направлена дана стаття.

*Методика і результати.* Шуканий алгоритм роботи двох, нерівнозначних за продуктивністю МТА, полягає в наступному. Першим починає роботу менш продуктивний агрегат. Через певний час в технологічний процес вступає другий агрегат і далі працює одночасно з першим до повного завершення всього об'єму роботи.

Виникає питання, яку площу поля слід обробити першому МТА, щоб потім другий агрегат функціонував би без зупинок?

Нехай перший машинно-тракторний агрегат має змінну продуктивність  $W_1$ , яка менша за продуктивність другого МТА –  $W_2$ .

Тобто

$$\left. \begin{aligned} W_1 &< W_2; \\ W_1 &= 0,1 \cdot V_{p1} \cdot V_{p1} \cdot \tau_1; \\ W_2 &= 0,1 \cdot V_{p2} \cdot V_{p2} \cdot \tau_2, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $V_{p1}, V_{p2}; V_{p1}, V_{p2}; \tau_1, \tau_2$  – робоча ширина захвату, швидкість робочого руху і коефіцієнт використання часу зміни першого та другого МТА відповідно [2].

З другого та третього рівнянь системи (1) можна записати, що

$$W_1 = W_2 \cdot \frac{V_{p1} \cdot V_{p1} \cdot \tau_1}{V_{p2} \cdot V_{p2} \cdot \tau_2}$$

Тривалість одночасної роботи обох МТА на протязі дня однакова і становить  $T$  год. Виріток кожного із них при цьому буде:

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= W_1 \cdot T; \\ S_2 &= W_2 \cdot T; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Всю площу поля ( $S$ ) перший МТА обробить за  $D_1$  змін:

$$S = S_1 \cdot D_1 \quad (3)$$

Другий, більш продуктивний МТА, буде працювати  $D_2$  змін. Причому

$$D_2 = D_1 - \Delta D,$$

де  $\Delta D$  – та кількість змін, яку має працювати лише перший МТА

Звідси маємо:

$$S = S_2 \cdot D_2 = S_2 \cdot (D_1 - \Delta D) \quad (4)$$

Прирівнявши праві частини виразів (3) і (4), отримаємо:

$$S_1 \cdot D_1 = S_2 \cdot (D_1 - \Delta D)$$

звідки

$$\Delta D = D_1 \cdot (S_2 - S_1) / S_2$$

або, з урахуванням (2):

$$\Delta D = D_1 \cdot \left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)$$

З іншої сторони, як випливає із (3):

$$D_1 = S / S_1 = S / (W_1 \cdot T)$$

З урахуванням цього маємо:

$$\Delta D = \frac{S}{W_1 \cdot T} \left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)$$

звідки

$$\Delta D \cdot W_1 \cdot T = S \cdot \left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \quad (5)$$

Ліва частина рівняння (5) – це не що інше, як площа поля ( $S_0$ ), яку має обробити перший МТА до початку роботи першого.

Тоді:

$$S_0 = S \cdot \left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \quad (5)$$

З урахуванням (1) остаточно отримуємо:

$$S_0 = S \cdot \left(1 - \frac{V_{p1} \cdot V_{p1} \cdot \tau_1}{V_{p2} \cdot V_{p2} \cdot \tau_2}\right) \quad (6)$$

До речі, за однакових значин змінної продуктивності обох МТА, коли  $V_{p1} \cdot V_{p1} \cdot \tau_1 = V_{p2} \cdot V_{p2} \cdot \tau_2$ , із виразу отримуємо  $S_0 = 0$ , що є цілком логічним результатом.

Ту кількість змін, яка потрібна першому агрегату для виконання об'єму робіт  $S_0$ , знаходимо із виразу:

$$D_1 = \frac{S_0}{W_1 \cdot T} = \frac{S \cdot \left(1 - \frac{V_{p1} \cdot V_{p1} \cdot \tau_1}{V_{p2} \cdot V_{p2} \cdot \tau_2}\right)}{0,1 \cdot V_{p1} \cdot V_{p1} \cdot \tau_1 \cdot T} \quad (7)$$

Практичне застосування даної методики розглянемо на прикладі роботи наступних двох машинно-тракторних агрегатів на полі, площею 80 га.

Перший МТА - посівний у складі трактора МТЗ-80 та зернової сівалки СЗ-3,6.

Другий агрегат – прикочувальний у складі трактора МТЗ-80 та котка ЗККШ-6 [3].

Вихідні дані для проведення розрахунків наступні:

МТА	Вр, м	Vp, км/год.	$\tau$	T, год.
- посівний	3,6	8,0	0,65	10
- прикочувальний	6,1	9,0	0,85	10

Розрахунки за формулами (6) і (7) показують, що спочатку посівний МТА повинен відпрацювати 2,56 зміни, обробивши при цьому 48 га площі поля. Після цього до роботи може приступати прикочувальний агрегат і працювати одночасно з посівним. За такого алгоритму в кінцевому рахунку обробляти поле площею 80 га вони закінчать практично одночасно.

*Висновки.* Розроблена методика та отримані математичні залежності (7) і (8) дозволять організувати на одному полі одночасну роботу двох, різних за продуктивністю машинно-тракторних агрегатів.

*Література.*

1. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: навч. посібник /В.Т.Надыкто, М.Л.Крижачківський, В.М.Кюрчев, С.Л.Абдула. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД».- 2005. – 337 с.
2. Машиновикористання в землеробстві /Ільченко В.Ю., Нагірний Ю.П., Джолос П.А. та ін. .- К.: Урожай, 1996.- 384 с.
3. Механизация эрозионной обработки почвы /Хоменко М.С., Нагорный Н.Н., Зырянов В.А. и др. – К: Урожай, 1980.- 104 с.

**МЕТОДИКА ОДНОВРЕМЕННОГО ВЫПОЛНЕНИЯ ДВУХ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ**

Надыкто В.Т., Шабала Н.А.

*Аннотация*

**Изложены методические основы определения алгоритма одновременной работы двух МТА во время выполнения ими взаимосвязанных технологических операций**

**METHOD OF SIMULTANEOUS IMPLEMENTATION OF TWO  
TECHNOLOGICAL OPERATIONS**

V. Nadykto , N. Shabala

*Summary*

**Methodical bases determination algorithm of simultaneous work are expounded two MTU during implementation by them associate technological operations**

УДК 629.017

## ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ АВТОМОБИЛЯ С ПОМОЩЬЮ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ФУНКЦИЙ

Подригало М.А., д.т.н.

Клец Д.М., к.т.н.,

Гацько В.И., аспирант

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

*Тел. (057) 700-39-14*

**Аннотация** – в статье представлено оценка управляемости автомобиля с помощью передаточных функций

**Ключевые слова** – оценка, управляемость, функции.

Постановка проблемы. Поворачиваемость является одним из свойств управляемости автомобиля. Боковая эластичность шин создает условия для появления дополнительного (по отношению к автомобилям с жесткими в боковом направлении колесами) движения машины в плоскости дороги. Если условия ускорения и скорости дополнительного движения совпадают по направлению с направлением поворота, то автомобиль обладает избыточной поворачиваемостью, если противоположно - то недостаточной. Если указанные величины равны нулю, то автомобиль обладает нейтральной поворачиваемостью.

Дополнительное движение автомобиля в плоскости дороги, обусловленное боковой эластичностью шин, ухудшает качество процесса управления. В настоящей статье приведены результаты исследования управляемости автомобилей с помощью передаточных функций, представляющих собой отношение углового ускорения автомобиля с эластичными в боковом направлении шинами к угловому ускорению этого же автомобиля, но с жесткими шинами.

Анализ последних достижений и публикаций. Поворачиваемость автомобиля, обусловленная боковой эластичностью шин, является одним из свойств, обеспечивающих управляемость машины [1].

Боковая эластичность шин вызывает появление дополнительного углового движения автомобиля при повороте. Появление дополнительного углового движения ухудшает качество процесса управления поворотом автомобиля, т.е. ухудшает управляемость. В работе [2] предложено для оценки управляемости мобильных машин использовать передаточную функцию управления, представляющую собой

отношение суммарного (результатирующего) ускорения, возникающего в следствии действия управляющего воздействия, к величине парциального управляющего ускорения. Отклонение передаточной функции управления от единицы характеризует нелинейность процесса управления, т.е. качество управления или управляемость машины.

В работе [3] предложен критерий для количественной оценки поворачиваемости автомобиля.

В качестве указанного критерия принята величина изменения кривизны траектории движения автомобиля, вызванная боковой эластичностью шин (уводом). Зависимость для определения указанной величины  $\Delta K$  изменения кривизны траектории имеет следующий вид [3]

$$\Delta K = \frac{1}{L} \left( \delta_2 - \delta_1 \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right), \quad (1)$$

где  $L$  - продольная колесная база автомобиля;

$\delta_1, \delta_2$  - углы увода средин передний и задней оси автомобиля;

$\bar{\alpha}$  - средний угол поворота управляемых колес.

Соответственно, угловая скорость  $\Delta \omega_z$  дополнительного движения, обусловленного боковой эластичностью шин [3]

$$\Delta \omega_z = V_{x1} \cdot \Delta K = \frac{V_{x1}}{L} \left( \delta_2 - \delta_1 \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right), \quad (2)$$

где  $V_{x1}$  - линейная скорость автомобиля в направлении его продольной оси.

Критерием управляемости автомобиля при повороте нами предложено использовать [4] угловое ускорение. Поэтому необходимо анализировать управляемость автомобиля, используя указанный критерий. Целью исследования является разработка критерия управляемости, учитывающего поворачиваемость автомобиля.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить дополнительное парциальное угловое ускорение, обусловленное боковой эластичностью шин;

- определить передаточную функцию управления.

*Определение дополнительного (парциального) ускорения.*

Дополнительное (парциальное) ускорение  $\Delta \varepsilon_z$  определяем дифференцированием уравнения (2)

$$\Delta \varepsilon_z = \frac{d\Delta \omega_z}{dt} = \frac{V_{x1}}{L} \left\{ \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{(1 + \delta_1 \operatorname{tg} \bar{\alpha})^2} \left[ \frac{d\delta_1}{dt} + \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \delta_1 \left( 2 \operatorname{tg} \bar{\alpha} - \delta_1 \frac{\cos 2\bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}} \right) \right] + \frac{1}{V_{x1}} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \left( \delta_2 - \delta_1 \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right) \right\} \quad (3)$$

У автомобіля с жеткими в боковом направлении колесами угловая скорость поворота равна [4]

$$\dot{\omega}'_z = \frac{V_{x1}}{L} \operatorname{tg} \bar{\alpha}. \quad (4)$$

Соответственно, парциальное угловое ускорение будет равно

$$\varepsilon'_z = \frac{d\dot{\omega}'_z}{dt} = \frac{V_{x1}}{L} \left( \sec^2 \bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{V_{x1}} \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \right). \quad (5)$$

Угловое ускорение автомобиля при повороте будет равно сумме парциальных ускорений [2].

$$\varepsilon_z = \varepsilon'_z + \Delta \varepsilon_z. \quad (5)$$

При положительном значении  $\Delta \varepsilon_z$  ухудшается устойчивость переходного процесса, т.е. устойчивость движения. При отрицательном значении  $\Delta \varepsilon_z$  ухудшается управляемость. Поскольку при переходных процессах нарушение устойчивости влечет за собой потерю управляемости, можно сделать вывод о том, что при  $\Delta \varepsilon_z \neq 0$  происходит ухудшение управляемости автомобиля при повороте.

*Определение передаточной функции управления автомобилем при повороте.*

Передаточная функция управления при повороте автомобиля представляет собой отношение углового ускорения автомобиля при эластичных колесах к угловому ускорению автомобиля при жестких колесах, т.е.

$$W_{nep} = \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon'_z} = 1 + \frac{\Delta \varepsilon_z}{\varepsilon'_z} = 1 + \frac{\frac{d\delta_2}{dt} - \frac{\frac{d\delta_1}{dt} + \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \delta_1 \left( 2\operatorname{tg} \bar{\alpha} - \delta_1 \frac{\cos 2\bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}} \right)}{(\cos \bar{\alpha} + \delta_1 \sin \bar{\alpha})^2} + \frac{dV_{x1}}{dt} \left( \delta_2 - \delta_1 \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right)}{\sec^2 \bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \operatorname{tg} \bar{\alpha} \frac{dV_{x1}/dt}{V_{x1}}}. \quad (7)$$

Управляемость автомобиля при движении по прямой может быть оценена после принятия  $\bar{\alpha} = 0$  в выражении (7)

$$W_{nep} = 1 - \delta_1^2 + \frac{\frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} + \frac{dV_{x1}}{dt} \cdot \frac{\delta_2 - \delta_1}{V_{x1}}}{d\bar{\alpha}/dt}. \quad (8)$$

Учитывая высокий порядок малости, можно допустить  $\delta_1^2 \approx 0$  в уравнении (8)

$$W_{пер} = 1 + \frac{\frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} + \frac{dV_{x1}}{dt} \cdot \frac{\delta_2 - \delta_1}{V_{x1}}}{d\bar{\alpha}/dt}. \quad (9)$$

Полученные выражения (7), (9) могут быть использованы для оценки управляемости автомобилей с учетом их поворачиваемости.

*Выводы.*

Полученные выражения могут быть использованы для оценки устойчивости и управляемости автомобилей с учетом боковой эластичности шин.

### *Литература*

1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / [Закин Я.Х.]. / Я.Х Закин - М.: Транспорт, 1986. – 136 с.
2. Подригало М.А. Динамика автомобиля / Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В. / под. ред. М.А. Подригало. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

## **ОЦІНКА КЕРОВАНОСТІ АВТОМОБІЛЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ПЕРЕДАВАЛЬНИХ ФУНКЦІЙ**

М.А. Подрігало, Д.М. Клец, В.І Гацько.

### *Анотація*

**В статті представлено оцінку керованості автомобіля за допомогою передавальних функцій**

## **ESTIMATION OF DIRIGIBILITY OF CAR BY TRANSMISSIONS FUNCTIONS**

M. Podrugalo, D. Klez, V. Gazko

### *Summary*

**In the article presented estimation of dirigibility of car by transmissions functions.**

УДК 630.171.075.3

## ФОРМАЛІЗАЦІЯ ЕРГОНОМІЧНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН В СИСТЕМІ ЇХ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ

Роговський І.Л. к.т.н.

*Національний університет біоресурсів і природокористування  
України*

Тел.: (044) 527-81-29

**Анотація** – в статті представлено результати щодо аналітичного опису формалізації ергономічності сільськогосподарських машин в системі їх технічного обслуговування.

**Ключові слова** – ергономічність, машина, технічне обслуговування.

*Постановка проблеми.* Характерною ознакою сучасного світового ринку продукції сільськогосподарського машинобудування є наявність широкої гами типорозмірних рядів машин, що дозволяє задовольнити попит усіх типів споживачів при чіткому поділу впливу основних гравців цієї галузі.

Для підприємств галузі сільськогосподарського машинобудування України характерною ознакою є предметна спеціалізація виробництва з жорсткими технологічними лініями, які не дозволяють швидко і з малими витратами переходити на нові прогресивні моделі машин. Технології і обладнання та якість конструкційних матеріалів не дозволяють виготовляти конкурентоздатну продукцію. Через це український ринок сільськогосподарської техніки агресивно освоюють закордонні фірми.

Проте ставка на імпорту сільськогосподарську техніку є нецільною з державної, економічної та соціальної позицій оскільки призведе до втрати виробничого та науково-технічного потенціалу, безробіття, залежності від імпорту, а відтак до значного зменшення надходжень до державного бюджету.

*Аналіз останніх досліджень.* За науковими положеннями академіків НААН України Я.С. Гукова [1] і В.М. Булгакова [2], членкореспондента НААН України В.І. Кравчука [3], професора В.П. Ковбаси [4] вирішення проблеми лежить в площині:

- забезпечення інноваційного розвитку галузі сільськогосподарського машинобудування за рахунок її технічного та технологічного переоснащення структурної перебудови;
- зменшення ресурсомісткості виробництва техніки для аграрного сектору економіки України, підвищення її технічного рівня та конкурентоздатності;
- створення сприятливого інвестиційного клімату для залучення інвестицій в інноваційний розвиток галузі;
- створення та освоєння виробництва техніки за адаптованими принципами;
- формування та розвиток вторинних ринків сільськогосподарської техніки;
- удосконалення та розвиток ринку техсервісних послуг;
- коригування ролі держави в управлінні процесом інноваційного розвитку галузі сільськогосподарського машинобудування.

За сучасної структури сільськогосподарського машинобудування, стану його матеріально-технічної бази і фінансового забезпечення створення та освоєння конкурентоздатної техніки є досить проблематичним. Для забезпечення технічної незалежності держави, успішного розвитку виробничого та науково-технічного потенціалу галузі частка вітчизняної продукції на ринку має становити 78...82% [5]. Крім того, необхідно не менше 17 відсотків продукції експортувати на зовнішні ринки [5]. Для цього необхідно створити і освоїти виробництво техніки, яка має забезпечити зменшення питомих витрат палива на 14...19%, ринкової ціни на 5...8% менше аналогів, сприятливі комфортні умови роботи операторів та вплив на довкілля в межах допустимих міжнародними стандартами (не нижче Євро-4) [4]. Номенклатура техніки має відповідати структурі виробництва та вимогам ресурсозберігаючих технологій в різних підгалузях аграрного сектора економіки.

*Формулювання цілей статті.* Формування технічних положень із забезпечення потреб аграрного сектора України ефективною продукцією сільськогосподарського машинобудування інноваційного покоління конкурентоздатною на внутрішньому ринку за рахунок структурної перебудови, технічного та технологічного переоснащення самої галузі.

*Основна частина.* Для успішного розв'язання цих завдань необхідно:

- здійснити техніко-технологічне переоснащення підприємств, забезпечивши перехід до адаптивних технологій виробництва;
- законодавчо врегулювати створення спільних із зарубіжними фірмами підприємств з виготовлення уніфікованої елементної бази і компонентів техніки;
- освоїти на підприємствах вхідний контроль якості конструкційних матеріалів і металопрокату;

- удосконалити систему кадрового та наукового забезпечення галузі;
- удосконалити систему лізингу техніки або іпотеки на неї;
- удосконалити систему розроблення конструкторської документації за рахунок систем автоматизованого проектування та комп'ютеризації процесу конструювання;
- перейти на блочно-модульний принцип побудови самих конструкцій машин;
- забезпечити навчання кадрів-операторів, техсервісного забезпечення в гарантійний та післягарантійний періоди експлуатації, розвитку системи контролю технічного стану техніки;
- забезпечити прийняття нормативно-правових актів, які забезпечать створення сприятливого інвестиційного середовища в галузі.

Технічний рівень сільськогосподарської машини визначається сукупністю взаємозалежних показників безпеки, економічності, екологічності, надійності й ергономічності (рис. 1).

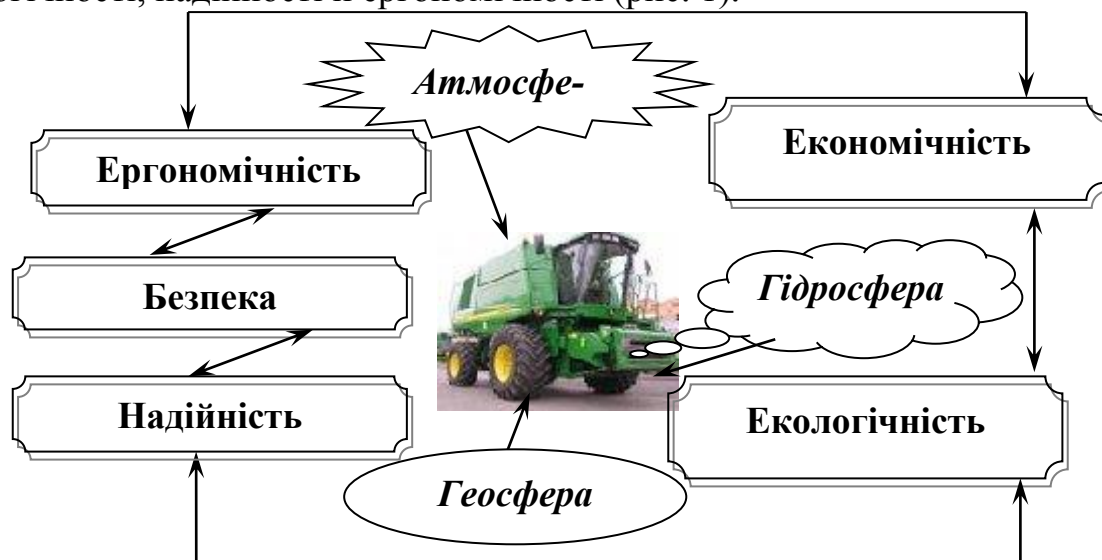


Рис. 1. Методологія упорядкування показників сільськогосподарської машин з факторами природокористування.

При цьому ергономічність вважається досягнутою, якщо виконується наступне:

- умови праці → оптимум;
- зручність → максимум;
- естетичність → оптимум.

Економічність вважається досягнутою, якщо виконується наступне:

- виробничі витрати → оптимум;
- експлуатаційні витрати → мінімум;
- витрати на технічне обслуговування → мінімум.

Безпека вважається досягнутою, якщо виконується наступне:

- якість систем → максимум;
- ризик для персоналу → мінімум.

Надійність вважається досягнутою, якщо виконується наступне:

- безвідмовність → максимум;
- довговічність → максимум;
- ремонтпридатність → оптимальна;
- зберігаємість → оптимальна.

Екологічність вважається досягнутою, якщо виконується наступне:

- ризик для навколишнього середовища → мінімум.

Отже, розглянемо завдання забезпечення ергономічності сільськогосподарської машини на основі підходу «ергономічність – ризик – технічне обслуговування». Алгоритм розв'язку цього завдання можна побудувати так:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D(x_i)}{П(x_i)} = \rho(x_i) = \lambda_x \frac{P(t)}{Q(t)} \\ \Downarrow \\ 1 - \frac{\rho(x_i)}{\lambda_x} = R_p = 1 - \frac{P(t)}{Q(t)} \end{array} \right\}; \quad (1)$$

$$\frac{P(t)}{Q(t)} = \rho(t) = \frac{1}{\lambda_x} \rho(x_i)$$

Із існуючої кількості характеристик механічних властивостей матеріалів і опору зносо-втомних пошкоджень для аналізу ергономічності ухвалюється лише обмежене число варіантів  $x_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$ , наприклад: границі витривалості при механічній, контактній і фрикційній втомі; граничні напруги при контактній-механічній і фрикційно-механічній втомі; інтенсивність зношування при контактній, фрикційній, контактній-механічній і фрикційно-механічній втомі; основні характеристики властивостей матеріалу при розтягу.

Згідно зі стандартом ГОСТ 1234-2000 статистичний показник ергономічності по даній характеристиці  $x_i$  механічних властивостей є ймовірність того, що її величина буде більше нормативного значення  $x_i^*$  (рис. 2).

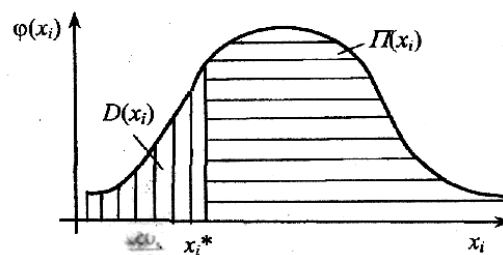


Рис. 2. Узагальнений розподіл характеристики властивостей.

Тоді,

$$П(x_i) = P(x_i \geq x_i^*) = \int_{x_i^*}^{\infty} p(x_i) dx_i = \frac{1}{\sqrt{2\pi S_{\bar{x}_i}}} \int_{x_i^*}^{\infty} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x_i - \bar{x}_i}{S_{\bar{x}_i}}\right)^2\right] dx_i. \quad (2)$$

Тобто статистичний показник порушення ергономічності (див. рис. 2),

$$D(x_i) = \int_{-\infty}^{x_i^*} p(x_i) dx_i = \frac{1}{\sqrt{2\pi S_{\bar{x}_i}}} \int_{-\infty}^{x_i^*} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x_i - \bar{x}_i}{S_{\bar{x}_i}}\right)^2\right] dx_i = 1 - П(x_i). \quad (3)$$

Показник ризику визначається як очікування порушення ергономічності:

$$0 \leq p(x_i) = \frac{D(x_i)}{П(x_i)} \leq 1. \quad (4)$$

Взаємозв'язок показника ризику з показником порушення ергономічності задається відомою формулою:

$$p(x_i) = \left(\frac{1}{D(x_i)} - 1\right)^{-1}, \quad (5)$$

а взаємозв'язок з показником ергономічності – формулою:

$$p(x_i) = \frac{1}{П(x_i)} - 1. \quad (6)$$

Погоджена у формулі (4) залежність показника ризику  $p(x_i)$  від показників  $П(x_i)$  і  $D(x_i)$  називається оперативною характеристикою ризику. Її графічна інтерпретація дана на рис. 3. Теоретичні дані для побудови оперативної характеристики ризику наведені в табл. 1.

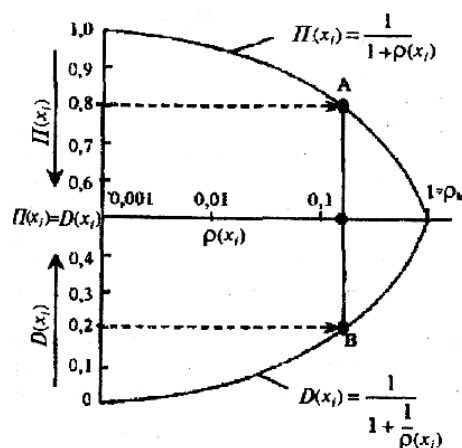


Рис. 3. Оперативна характеристика ризику, на якій зазначено оцінене значення  $p(x_i)$  (пряма АВ).

Нижня границя ризику  $p(x_i) = 0$  відповідає випадку, коли  $D(x_i) = 0$ . Верхнє значення аналізованих ризиків  $p(x_i) = 1$  обмежене умовою, що  $П(x_i) = D(x_i) = 0,5$ . Значення  $p_k = 1$  вважається критичним. Оскільки

ки чисельне значення показника ризику може змінюватися на кілька порядків, то шкалу  $p(x_i)$  для оперативної характеристики ухвалюють логарифмічної (рис. 3).

Поточне (оцінене по формулах (4), (5) або (6)) значення ризику вказують на оперативній характеристиці суцільною вертикальною лінією АВ (див. рис. 3).

Таблиця 1 – Теоретичні дані для побудови оперативної характеристики ризику.

D(x)	$\Pi(x) = 1 - D(x)$	$p = D(x) / \Pi(x)$	$R_p = 1 - p(x)$
0,01	0,99	0,0101	0,9899
0,05	0,95	0,0526	0,9474
0,1	0,9	0,1111	0,9999
0,2	0,8	0,2500	0,7500
0,3	0,7	0,4286	0,5714
0,4	0,6	0,6666	0,3334
$D(x) = 0,5 = \Pi(x)$	0,5	$p_k = 1$	0
0,6	0,4	0,6666	0,03334
0,7	0,3	0,4286	0,5714
0,8	0,2	0,2500	0,7500
0,9	0,1	0,1111	0,9999
0,95	0,05	0,0526	0,9474
0,99	0,01	0,0101	0,9899
$\Pi(x)$	$D(x) = 1 - \Pi(x)$	$p_k = D(x) / \Pi(x)$	$R_p = 1 - p(x)$

Стосовно будь-якої характеристики може бути встановлене нормативне значення ризику. Його обґрунтовують відповідним техніко-економічним розрахунками з урахуванням ваги наслідків у випадку реалізації тих або інших несприятливих подій. Стандарт ГОСТ 1234-2000 встановлює три категорії ергономічності й відповідного їм нормативного ризику (табл. 2). Нормативне значення ризику вказують вертикальною пунктирною лінією на оперативній характеристиці ризику (рис. 4).

Таблиця 2 – Категорії ергономічності сільськогосподарських машин.

Категорії	Нормативні значення показників		
	$\Pi(x)$ не менш	$D(x_i)$ , %, не більш	$p(x)$
Вища	0,995	0,5	0,0050
Перша	0,990	1,0	0,0101
Друга	0,950	5,0	0,0526

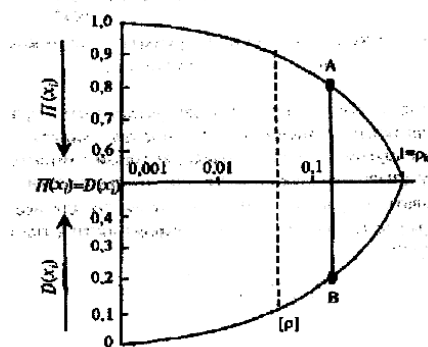


Рис. 4. Нормативний ризик (пунктир) на його оперативній характеристиці.

Довільна подія й будь-яка ситуація вважаються прийнятними або припустимими. При необхідності порівняльного аналізу ризиків по багатьом і різним характеристикам будують секторну діаграму ризиків (рис. 5). Кожний сектор на діаграмі є оперативна характеристика ризику (рис. 3), побудована за даною ознакою. На радіусі А кола вказують шкалу для чисельних значень показника ризику  $r(x_i)$ . На секторній діаграмі: критичний ризик  $r_k = 1$  відповідає зовнішньому колу; нормативне значення ризику відображає внутрішнє коло (пунктир); області ризику затемнюють до величини оціненого ризику  $r(x_i)$ , зображуваного дугою кола з радіусом  $r = r(x_i)$  у межах кожного сектору.

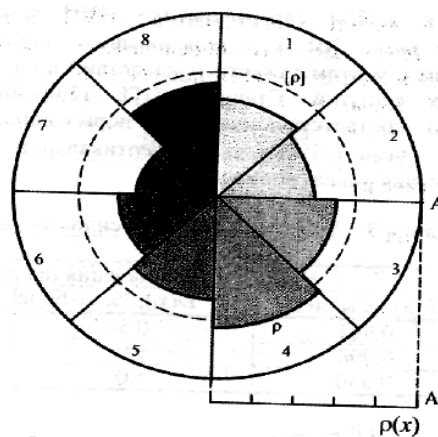


Рис. 5. Схема секторної діаграми ризику, побудованої по ознакам.

У випадках, коли нормативний ризик не встановлений, пунктирна окружність відсутня на діаграмі. Зовнішня окружність може відповідати не критичному ризику, а іншому значенню ризику, який вважається представницьким, а інше значення вказується на кінці А радіуса кола. Численні явища й фактори можуть впливати на варіювання ризику усередині інтервалу, наприклад, зменшуючи його або, навпаки, збільшуючи. Для обліку такого роду змін використовуву-

ють діалектичну функцію  $\delta(y, z, t)$ , яка ухвалює значення  $\delta \Leftrightarrow 1$  та  $p(\delta, t) = p(t)\delta$ . Діалектична функція має вигляд:

$$\delta = \delta(y, z, t) = e^{-y+\beta} = e^{\beta\left(\frac{1-y}{\beta}\right)} = \frac{1}{e^{y\left(\frac{1-\beta}{y}\right)}}, \quad (7)$$

де  $\beta = \beta(z_1, z_2, \dots, z_n, t)$ ,  $\gamma = \gamma(y_1, y_2, \dots, y_n, t)$ .

Загальні закономірності розвитку процесів такі: з одного боку, рост параметра (веде до наростаючого збільшення функції); з іншого боку, як би не збільшувалося значення параметра, функція виявляється згасаючою – вона асимптотично наближається до нуля, ніколи його не досягаючи. І тому, коли обидва параметри ростуть однаково, система завжди йде до повної деградації, у тому числі й підривним способом. Функція (7) – конкретика стосовно до аналізованих умов розвитку подій (ситуацій), по характерних ознаках яких оцінюється ризик.

*Висновок.* Таким чином, за допомогою формул (3)–(7) підхід «ергономічність – ризик – технічне обслуговування», описаним загальним алгоритмом (1), виявляється конкретизованим для практичного використання.

#### Література

1. *Гуков Я.С.* Наукове забезпечення формування державної політики стосовно відтворення та оновлення матеріально-технічної бази агропромислових підприємств / *Я.С. Гуков* // *Механізація та електрифікація сільського господарства*. – 2008. – Вип. 92. – С. 13–25.
2. *Булгаков В.* Стан наукового забезпечення механізації сільського господарства в Україні / *В. Булгаков* // *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ, 2009. – Вип. 13, кн. 1. – С. 21–29.
3. *Кравчук В.І.* Окремі аспекти досліджень технічного забезпечення АПК / *В.І. Кравчук* // *Техніка АПК*. – 2008. – №3-4. – С. 6–7.
4. *Ковбаса В.П.* Використання ПЕОМ при проектуванні технологічних процесів в сільськогосподарському машинобудуванні / *Ковбаса В.П., Соломка В.О., Деркач О.П.* // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. – Харків: ХНТУСГ, 2009. – Вип. 76. – С. 264–270.
5. *Роговський І.Л.* Методи вирішення адаптивності системи технічного обслуговування сільськогосподарських машин / *І.Л. Роговський* // *Motrol : Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa*. – 2010. – Vol. 12 В. – Р. 153–158.

**ФОРМАЛИЗАЦИЯ ЭРГОНОМИЧНОСТИ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН В СИСТЕМЕ ИХ  
ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ**

Роговский И.Л.

*Аннотация*

**В статье представлены результаты аналитического описания формализации эргономичности сельскохозяйственных машин в системе их технического обслуживания.**

**FORMALISATION OF ERGONOMICS OF AGRICULTURAL  
MASHINES IN SYSTEM OF THEIR MAINTENANCE SERVICE**

I. Rogovskii

*Summary*

**In paper results of the analytical description of formalisation of ergonomics of agricultural mashines in system of their maintenance service are presented.**

УДК 631.03

## **ВИКОРИСТАННЯ ФРОНТАЛЬНИХ ЗНАРЯДЬ У СКЛАДІ КОМБІНОВАНОГО МТА НА БАЗІ ТРАКТОРІВ ТЯГОВОГО КЛАСУ 1,4.**

Мітков В.Б. к.т.н.

Тюлев В.С. магістр

*Таврійський державний агротехнологічний університет**Тел. (0619)42-12-65*

***Анотація*** – розширення функціональних можливостей тракторів тягового класу 1,4 шляхом агрегування їх у складі комбінованих МТА.

***Ключові слова*** - передній навісний механізм, зменшити витрати, комбінований МТА, сівалки, опрыскувач, ущільнення ґрунту.

*Аналіз стану справ та постановка проблеми.* В даний час багато малих сільськогосподарських підприємств, яким дуже важко існувати в умовах цього часу. Все це пов'язано з високими цінами на паливо, запасні частини, техніку та інше. Підприємці не в змозі придбати техніку, якої б вистачало виконувати всі сільськогосподарські роботи відповідно до агровиимог, особливо це пов'язано з придбанням необхідної кількості тракторів.

*Мета та задачі дослідження.* Провести аналіз можливості використання трактора класу 1,4 у складі комбінованого МТА з фронтальним і задньонавісним розташуванням сільськогосподарських знарядь.

*Основна частина.* Обладнання трактора переднім навісним механізмом дозволяє виконувати одночасно декілька сільськогосподарських операцій. Це зменшить необхідність в тракторах, дозволить своєчасно виконувати сільськогосподарські роботи, підвищить продуктивність тракторів, дозволить більш ефективно завантажити передню вісь, зменшити витрати на паливо. Особливо це актуально для тракторів класу 1,4. Як приклад обираємо трактора марки МТЗ.

При вирощуванні с.г. культур широко розповсюджені рідкі добрива, які необхідно вносити в ґрунт і одразу ж загорнути. Для цього необхідно щонайменше два трактори: один вносить добрива, інший їх загортає. Трактори при цьому мало завантажені. Також йде подвійна

витрата палива та переущільнення ґрунту, за рахунок використання 2 тракторів. Зменшити ці витрати та переущільнення можна за допомогою використання комбінованого агрегату на базі трактора марки МТЗ (рис. 1), з встановленим на ньому переднім навісним механізмом, та борони зубчато-пружинної БЗП з шириною захвату 15 метрів і навісного оприскувача «Ренау» з шириною захвату 14 метрів.



Рис. 1. Комбінований МТА на базі трактора МТЗ-82.1 з фронтальнорозташованим оприскувачем «Ренау» та борonoю БЗП.

При використанні цього агрегату:

- зберігаються агрономічні доходи до внесення добрив (перекриття при боронуванні складає не більше 0,5 метра),
- зменшується кількість проходів, що знижує ущільнення ґрунту,
- скорочуються витрати пального, оскільки не потрібно витрачати паливо на перегонку до поля двох тракторів, на боронування (1,4 л/га), а при внесенні добрив (1,4 л/га),
- дозволяє більш ефективно загрузити трактор, за рахунок використання двох не енергонасичених операцій у складі одного МТА.

Встановлення на трактор марки МТЗ переднього навісного механізму також дозволяє вносити гранульовані добрива за допомогою машини для внесення добрив МВУ-800 та проводити посів за допомогою зчіпки з двома сівалками СЗ-3,6 (рис. 2), за рахунок цього можна зменшити кількість заправок, оскільки місткість без добрив одного ящика СЗ-3,6 складає 0,6 т й норма при посіві 220 кг/га, а місткість машини для внесення добрив 0,8 т й норма внесення 150 кг/га. Це дозволяє одночасно проводити заправки обох агрегатів, а також зменшити витрати палива (розкидання 1,0 л/га, посів 2,3 л/га).



Рис. 2. Комбінований МТА на базі трактора МТЗ-82.1 з фронтально-розташованим МВУ-800 та двома сівалками СЗ-3,6.

Після скошування соняшнику залишається висока стерня, яка складає велику проблему з обробіткою гранту, при оранці рештки не перегнивають. А восени при боронуванні чи культивуванні витягуються на поверхню ґрунту, забиваючи робочі органи.

Щоб подрібнити рослинні рештки на полях малих розмірів трактором тягового класу 1,4 краще всього його використовувати з подрібнювачем рослинних решток ПРР-1,5 (ширина захвату 1,5м) [1,2] та з плугом ПЛН 3-35 (рис. 3). Це дозволить провести подрібнення стерні та оранку, після чого навесні можна буде проводити необхідну сільськогосподарську операцію, без перешкод, а також зменшити витрати палива, за рахунок використання одного трактора та зменшення кількості проходів по полю.



Рис.3. Комбінований МТА на базі трактора МТЗ-82.1 з фронтально-розташованим подрібнювачем ПРР-1,5 та плугом ПЛН-3-35.

Через розпад колгоспів на більш малі підприємства й ціни на техніку, підприємцям не вигідно тримати спеціальні машини з бульдозерним отвалом. Але така техніка потрібна, тому підприємці купляють бульдозерний отвал, перероблюють для навішування на задню навіску трактора та виконують необхідні роботи. Заднім ходом не зручно проводити цю операцію. Тому встановлення такого отвала на передній навісний механізм трактора класу 1,4 дозволить покращити умови праці тракториста.

Також на передній навісний механізм трактора марки МТЗ можна навішувати кран балку, за допомогою якої виконують роботи пов'язані з підняттям вантажів та використання її при постановці техніки на тривале зберігання. Завдяки такому встановленню кран-балки спрощується та підвищується якість роботи тракториста.

*Висновки.* Використання переднього навісного механізму у складі комбінованого МТА на базі тракторів тягового класу 1,4 дозволяє:

- знизити витрати пального при виконанні певних сільськогосподарських робіт, за рахунок зменшення кількості проходів та витрат палива при переїздах до місця роботи;
- знизити негативний вплив ущільнення ґрунту за рахунок об'єднання 2 операцій у складі одного комбінованого МТА;
- довантажити передню вісь трактора, що дозволяє більш ефективно його використовувати та покращити щеплення передніх коліс;
- полегшити роботу тракториста;
- цей навісний механізм має набагато меншу ціну ніж сам трактор і тому його зможе придбати підприємець малих сільськогосподарських підприємств.

Таким чином, запропонованим передній навісний механізм маючи не високу ціну зможе придбати керівник малих сільськогосподарських підприємств та встановити його на трактор тягового класу 1,4. Це дозволить використовувати його у складі комбінованих МТА з фронтальним розташуванням знярядь.

#### Література.

1. Мітков В.Б. Експлуатаційно-технологічна оцінка подрібнювально-орного агрегату на базі трактора ХТЗ-120 / В.Б. Мітков, В.Т. Надикто, А.М. Аюбов // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2006. - Вип. 35. - С. 3-10.
2. Мітков В.Б. Результати лабораторно-польових випробувань подрібнювально-орного МТА на базі трактора ХТЗ-120 / В.Б. Мітков // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2005. - Вип. 25. - С. 151-156.

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ФРОНТАЛЬНЫХ ОРУДИЙ В СОСТАВЕ  
КОМБИНИРОВАННОГО МТА НА БАЗЕ ТРАКТОРОВ  
ТЯГОВОГО КЛАССА 1,4.**

В.Б. Митков, В.С. Тюлев

*Аннотация*

**Расширение функциональных возможностей тракторов тягОВОГО класса 1,4 путем агрегатирования их в составе комбинированных МТА.**

**USE OF FRONTAL INSTRUMENTS IN COMPOSITION  
COMBINED MTA ON BASE OF TRACTORS OF HAULING  
CLASS 1,4.**

Mitkov V., Tyulev V.

*Summary*

**Expansion of functional possibilities of tractors of hauling class 1,4 by the unitization of them in composition combined MTA.**

## ЗМІСТ

<i>Ткаченко В.А., Дидур В.А., Ткаченко А.В., Дидур В.В.</i> Моделирование процесса отжима мезги масличных семян в шнековых прессах	3
<i>Кувачов В.П., Кольцов М.П.</i> До питання моделювання оптимальних комплексів машин для колійної системи землеробства	15
<i>Литовка С.В.</i> Влияние зазоров качающего узла гидроагрегатов на выходные параметры объемных гидроприводов трансмиссий сельскохозяйственных машин	21
<i>Назін А.Є. Скляр О.Г.</i> Вплив схеми і режиму руху жниварно – луцильного агрегату на якісні показники його роботи	27
<i>Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Дяченко Л. А.</i> Аналіз динамічної усталеності віброплуга у горизонтальній площині	37
<i>Мітков В.Б., Мітков Б.В., Тюлев В.С.</i> Перспективи використання фронтальних знарядь у складі комбінованих МТА	54
<i>Яцух О.В., Бойко О.В.</i> Модернізація сівалки прямого точного посіву просапних культур	62
<i>Назін А.Є.</i> Вплив лущення міжвалкового простору на динаміку зміни вологості ґрунту	68
<i>Ловейкін В.С., Бортун В.А.</i> Аналіз динаміки руху стрічкового ківшового елеватора	74
<i>Кувачов В.П., Кольцов М.П.</i> Забезпечення точності при прокладанні слідів постійної технологічної колії	83
<i>Баєв І. В., Рижов О.В., Санін Г.А.</i> Обґрунтування параметрів універсального агрегату для посіву, подрібнення і закладки сидератів	90
<i>Трарасенко В.В., Болтянський О.В., Болтянська Н.І.</i> Використання нанотехнологій при безрозбірному сервісі автотракторної техніки	97
<i>Борис А.М.</i> Розробка експериментальної установки для дослідження процесу відокремлення гички з головок цукрових буряків	103
<i>Тарасенко В.В., Болтянський В.М., Шабала М.О., Мітін В.М., Мітков В.Б., Брагінець А.М.</i> Вплив надійності жниварок на ефективність їх роботи	111
<i>Самойчук К.О., Серков П.О., Ковальов О.О.</i> Диспергатори заміників цільного молока	119
<i>Кольцов М. П., Тарасенко В.В., Кувачов В.П., Матковський О. І.</i> Конструктивні параметри робочого органу викопувального плуга	126
<i>Братішко В.В., Мілько Д.О.</i> Математична модель процесу очищення матеріалу	133
<i>Баєв І. В., Федоренко В.В., Мельник О.В.</i> Обґрунтування пара-	142

метрів сівалки-різака

- Лузан С.А.* Факторы логистической системы эксплуатации и ремонта транспортной техники 147
- Мохнатко І.М.* Теоретичні дослідження з обґрунтування конструктивних параметрів ротаційного протипотокового очисника повітря 155
- Гуцол О.П., Ковбаса В.П., Курка В.П.* До визначення фізичних рівнянь пружнов'язкопластичного середовища з умовою руйнування за модифікованим критерієм Кулона-Мора 162
- Смелов А.О., Рубцов М.О., Лазуренко А.С.* Розрахунок маси порошкового матеріалу для покриття зношеного кулачка розподільного валу двигуну КАМАЗ-740.10 176
- Рогач Ю.П., Луценков В.Л., Головін С.В.* Проблеми використання людських ресурсів 179
- Кішко М.Л., Болтянський В.М., Мітков Б.В.* Доцільність використання імпорتنих широкозахватних комбінованих агрегатів у степовій зоні України (на прикладі ПП «Могучий» Мелітопольського району) 184
- Рогач Ю.П., Луценков В.Л., Головін С.В.* Засоби оцінки стану операторів мобільної техніки в системі людина-машина 189
- Манькова М.А., Аюбов А.М., Мітков Б.В.* До питання підвищення продуктивності МТП 193
- Луценков В.Л., Книшов О.Я., Головін С.В.* Комплексна оцінка ергономічних показників машинно-тракторних агрегатів 197
- Ломейко О.П., Кулінченко В.Р.* Оборотність термодинамічних процесів 201
- Крилов В.В., Коломієць С.М.* Аналіз досліджень динаміки повороту грейферних механізмів на гнучкому підвісі 211
- Зоря М.В.* Визначення параметрів дефлекторних форсунок для підгрунтового смугового внесення рідини 217
- Тарасенко В.В., Дереза О.О., Дереза С.В.* Обґрунтування параметрів стрілкової лапи комбінованого знаряддя для поверхневого обробітку ґрунту 227
- Пастухов В.І.* Енергетична оцінка технологічного процесу хімічного захисту рослин 233
- Овчаренко Ф.А.* Обоснование продольного профиля гребінки очесывающего барабана 237
- Мироничева О.С., Рижков А.О.* Потенціал біоконверсії відходів грибівництва 242
- Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В., Пеньов О.В., Мирненко Ю.П.* Вплив конструкції напрямних та умов роботи металорізальних верстатів на коефіцієнт зношування матеріалів 247
- Надикто В.Т., Шабала М.О.* Методика одночасного виконання двох технологічних операцій 253

Подригало М.А.Клец Д.М., Гацько В.И.Оценка управляемости автомобиля с помощью передаточных функций	257
<i>Роговський І.Л.</i> Формалізація ергономічності сільськогосподарських машин в системі їх технічного обслуговування	261
<i>Мітков В.Б., Тюлев В.С.</i> Використання фронтальних знарядь у складі комбінованого МТА на базі тракторів тягового класу 1,4.	270

Наукове фахове видання

Праці Таврійського державного агротехнологічного універ-  
ситету

Випуск 11. Том 2.

Свідотство про державну реєстрацію – Міністерство юстиції  
13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – Надикто В.Т.

---

Підписано до друку 30.07.2011 р. друк Rizo. Друкарня ТДАТУ.  
17,44 умов. друк. арк. тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.  
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10  
тел. (06192) 6-88-38