

ISSN 2414-3820

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Центральноукраїнський національний технічний університет

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Випуск 49

Кропивницький • 2019

ISSN 2414-3820

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
Central Ukrainian National Technical University

**DESIGN, PRODUCTION
AND EXPLOITATION
OF AGRICULTURAL MACHINES**

National Interagency Scientific
and Technical Collection of Works

Issue 49

Kropyvnytskyi • 2019

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2019. Вип. 49. 256 с.

В збірнику викладені питання конструювання, розрахунку, удосконалення, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського виробництва. Наведені результати досліджень в галузі технологій виробництва і експлуатації машин та забезпечення їх надійності і довговічності. Викладені практичні рекомендації по використанню результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування. Збірник розрахований на наукових та інженерно-технічних працівників науково-дослідних установ, ВНЗ, конструкторських організацій та промислових підприємств.

Рекомендовано до друку Вченою радою Центральноукраїнського національного технічного університету, протокол від 23 грудня 2019 року № 4.

Редакційна колегія: Черновол М.І., д.т.н., проф. – головний редактор;
Сало В.М., д.т.н., проф. – заст. головного редактора;
Лещенко С.М., к.т.н., доц. – відповідальний секретар;
Анікевич Л.В., д.т.н., проф.;
Васильковська К.В., к.т.н., доц.
Васильковський О.М., к.т.н., доц.
Дідух В.Ф., д.т.н., проф.;
Караєв О.Г., д.т.н., ст. наук. співр.;
Кірчук Р.В., к.т.н., проф.;
Кропівний В.М., к.т.н., проф.;
Носуленко В.І., д.т.н., проф.;
Осадчий С.І., д.т.н., проф.;
Павленко І.І., д.т.н., проф.;
Петренко Д.І., к.т.н., доц.;
Свіренєв М.О., д.т.н., проф.;
Харченко С.О., д.т.н., доц.;
Iurie Melnic, Ph.D., Associate Professor (Молдова);
Predrag Dašić, Hon.D.Sc. (Serbia);
Andrii Yatskul, Ph.D., Associate Professor (Франція).

Адреса редакційної колегії: 25030, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8, Центральноукраїнський національний технічний університет, тел.: 390-581, 390-472, 55-10-49.

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати статті в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

Заснований у 1971 р.

Включений до переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватись результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 2010р., наказ Міністерства освіти і науки України від 21 грудня 2015 року №1328, наказ Міністерства освіти і науки України від 07 листопада 2018 року №1218).

Збірник наукових праць зберігається в загальнодержавній реферативній базі даних «*Україніка наукова*» Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського та представлений у міжнародних наукометричних базах даних *Index Copernicus, Word Cat, CrossRef, ResearchBib, Google Scholar*

Реєстраційне свідоцтво: серія KB №23511 - 13351 ПР від 13.07.2018 р.
2414-3820 (Print) 2664-9136 (e) DOI: 10.32515/2414-3820

УДК 631.362.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.3-9>**Е.Б. Алієв**, канд. техн. наук*Інститут олійних культур НААН, м. Запоріжжя, Україна**e-mail: aliev@meta.ua*

Розробка і калібрування блока вимірювання об'ємної маси потоку насіннєвого матеріалу соняшнику

Одним з елементів пропонованої раціональної прецизійної технологічної лінії процесів сепарації супер елітного насіннєвого матеріалу соняшнику є вібропневматичний сепаратор. Для вирішення недоліків відомого обладнання, а саме низької продуктивності і якості виконання операцій сепарації, очищення та розділення неоднорідної насіннєвої суміші за об'ємною масою на фракції, необхідно застосовувати автоматизовану систему керування, яка заснована на використанні датчика об'ємної маси потоку насіннєвої суміші. Розроблено і проведено калібрування блока вимірювання об'ємної маси адаптивного вібропневматичного сепаратора. В результаті порівняння отриманих значень із традиційним методом вимірювання об'ємної маси (ДСТУ 4694:2006) за розрахованим критерієм Пірсона (χ^2) нормальність розподілу похибок вимірювань складає 2,13, більше за табличне значення $\chi^2(0,95;5) = 1,15$. Поведена перевірка гіпотези про однорідність значень за допомогою критерію Кохрена $G = 0,39 < G_{0,05}(1;20) = 0,48$.

сепарація, блок вимірювання, якість, насіння, суміш, потік, процес, оцінка

Э.Б. Алиев, канд. техн. наук*Институт масличных культур НААН, Запорожье, Украина*

Разработка и калибровки блока измерения объемной массы потока семенного материала подсолнечника

Одним из элементов предлагаемой рациональной прецизионной технологической линии процессов сепарации супер элитного семенного материала подсолнечника является вибропневматический сепаратор. Для решения недостатков известного оборудования, а именно низкой производительности и качества выполнения операций сепарации, очистки и разделения неоднородной семенной смеси по объемной массе на фракции, необходимо применять автоматизированную систему управления, которая основана на использовании датчика объемной массы потока семенной смеси. Разработаны и проведены калибровки блока измерения объемной массы адаптивного вибропневматичного сепаратора. В результате сравнения полученных значений с традиционным методом измерения объемной массы (ДСТУ 4694: 2006) по рассчитанному критерию Пирсона (χ^2) нормальность распределения погрешностей измерений составляет 2,13, что больше табличного значения $\chi^2(0,95;5) = 1,15$. Поведена проверка гипотезы об однородности значений с помощью критерия Кохрена $G = 0,39 < G_{0,05}(1, 20) = 0,48$.

сепарация, блок измерения, качество, семена, смесь, поток, процесс, оценка

Постановка проблеми. Виходячи з необхідних вимог до технологічних процесів очищення та розділення насіннєвої суміші (ДСТУ 2240-93) розроблена раціональна прецизійна технологічна лінія процесів сепарації насіннєвого матеріалу соняшнику для всіх ланок селекційно-генетичного процесу, яка включає автоматизацію технічних засобів [1-3]. Раціональна прецизійна технологічна лінія процесів сепарації супер елітного насіннєвого матеріалу соняшнику (рис. 1) включає етапи збирання насіннєвої суміші з під групових ізоляторів шляхом прямого комбайнування малим селекційним комбайном або ручного зрізання і обмолоту на мобільній молотарці. Далі

йдуть етапи розділення насінневої суміші за фізико-механічними і морфологічними властивостями з використанням селекційних сепараторів із елементами автоматизації і контролю якості сепарації. Наприкінці технологічної лінії виконується процес відбору проб і його контролю на пристрої автоматичного фенотипування насіння. Прецизійність даної лінії досягається шляхом застосування адаптивної системи керування техніко-технологічного забезпечення [3].

Однак робота адаптивної системи керування техніко-технологічним забезпеченням прецизійної сепарації насінневого матеріалу соняшнику неможлива без застосування динамічних датчиків вимірювання морфологічних і фізико-механічних властивостей насіння.

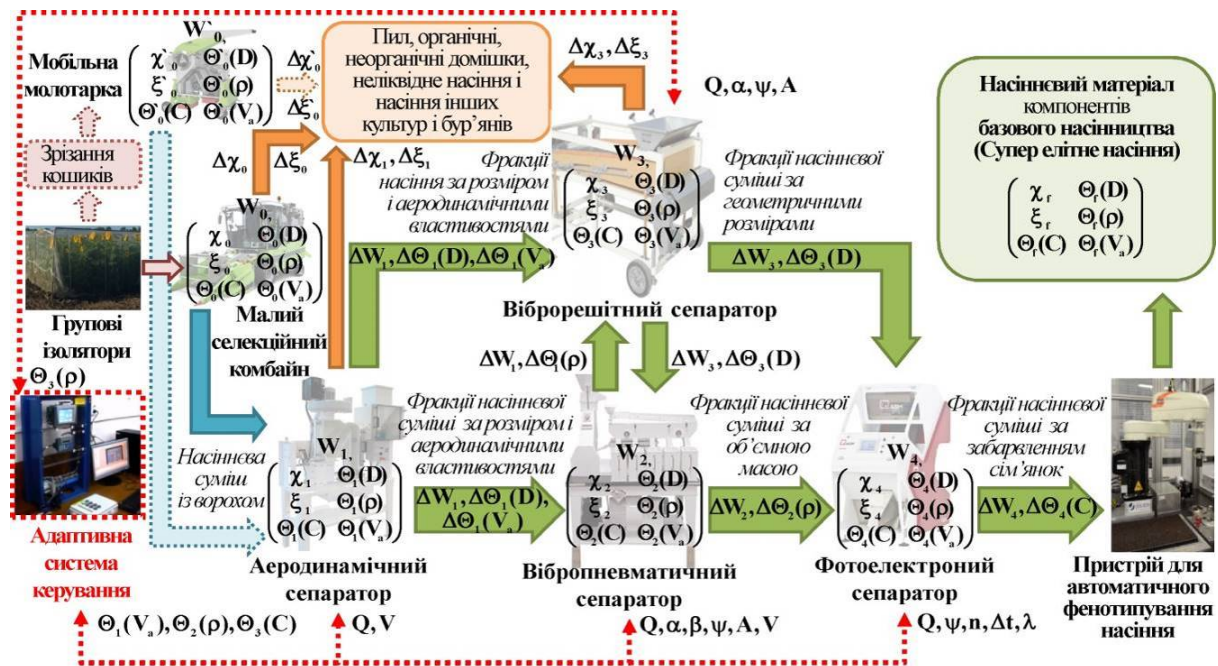


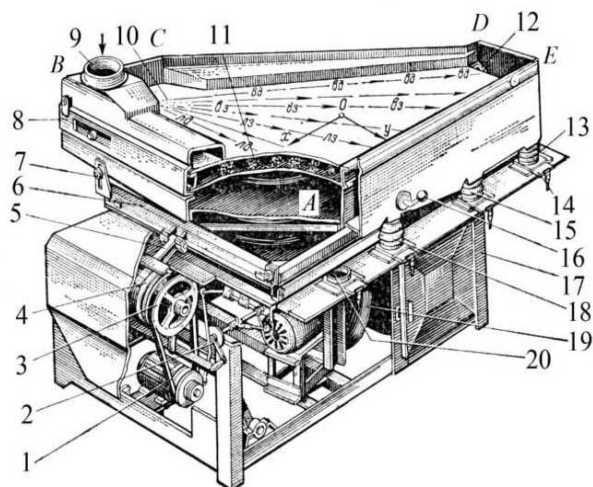
Рисунок 1 – Рациональна прецизійна технологічна лінія процесів сепарації супер елітного насінневого матеріалу соняшнику

Джерело: розроблено автором

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з елементів пропонованої раціональної прецизійної технологічної лінії процесів сепарації супер елітного насінневого матеріалу соняшнику є вібропневматичний сепаратор. Існує велика кількість вібропневмосепараторів, однак їх конструкції можна узагальнити [5-11]. Найбільш поширеним є пневматичний сортувальний стіл ПС, який складається з варіатора 1, регулятора 2, механізму привода 3, противаги 4, шатуна 5, рамки 6, кронштейна 7, деки 8, горловини 9, сітки 10, повітровирівнювальної решітки 11, клапана 12, приймальників 13, 15, 18 і 20, заслінки 14, важеля 16, рами 17, вентилятора 19 (рис. 2).

До недоліків відомого обладнання слід віднести його низьку продуктивність і якість виконання операцій сепарації, очищення та розділення неоднорідної зернової або насінневої суміші за об'ємною масою на фракції через необхідність постійного переналаштування частоти коливань деки й швидкості повітряного потоку через робочу поверхню деки, що в значній мірі впливає як на продуктивність машини, так і на якість розділення насіння на фракції. Також зазначені вібропневмосепаратори мають низьку продуктивність через велику неоднорідність зернового або насінневого матеріалу, який необхідно розділити на фракції. Це викликає потребу в необхідності постійного

налаштування кутів подовжнього й поперечного нахилів деки для забезпечення рівномірного розподілу матеріалу по всій площині робочої поверхні, що призводить до зниження продуктивності машини, погіршенню якості розділення матеріалу на фракції і збільшенню трудомісткості виконання зазначеного процесу.



1 – варіатор; 2 – регулятор; 3 – механізм привода; 4 – протизавага; 5 – шатун; 6 – рамка; 7 – кронштейн;
8 – дека; 9 – горловина; 10 – сітка; 11 – повітровирівнювальна решітка; 12 – клапан;
13, 15, 18 і 20 – приймальник; 14 – заслінка; 16 – важіль; 17 – рама; 19 – вентилятор

Рисунок 2 – Конструктивно-технологічна схема пневматичного сортувального столу

Джерело: [5]

Для вирішення зазначених недоліків необхідно застосовувати автоматизовану систему керування, яка заснована на використанні датчика об'ємної маси потоку насінневої суміші.

Постановка завдання. Таким чином, метою є розробка і калібрування датчика об'ємної маси потоку насінневої суміші, яка увійде до складу автоматизованої системи керування вібропневматичного сепаратора.

Виклад основного матеріалу. Для реалізації автоматизованої системи керування вібропневматичного сепаратора розроблено блок вимірювання об'ємної маси, загальний вигляд якого у складі експериментального стенду представлено на рис. 3. В якості тензодатчика із підсилювачем використано Weight sensor HX711. Керування заслінкою і обробку інформації з тензодатчика здійснює апаратно-програмний засіб Arduino Uno ATmega328P-PU у комплексі із реле і актуатором. Електрична схема блоку вимірювання об'ємної маси представлена на рис. 4. Для забезпечення точності роботи блока було проведено його калібрування у відповідності із традиційним методом вимірювання об'ємної маси за допомогою пурки згідно ДСТУ 4694:2006.

В результаті статичного калібрування з використанням набору лабораторних гирь (відхилення від номіналу 0,1 г) встановлено рівняння перерахунку напруги у значення маси:

$$M = 416,6(U - U_0), \quad (1)$$

де M – маса, г;

U – вимірювана напруга, В;

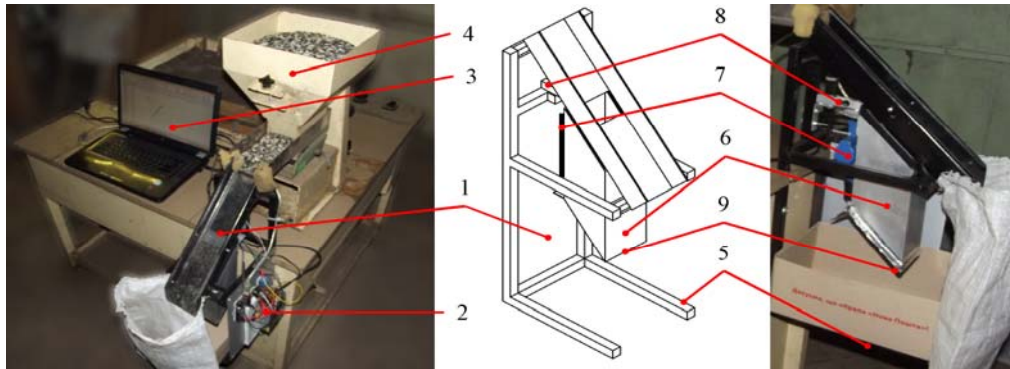
U_0 – початкова напруга, яка встановлюється без навантаження, В.

Коефіцієнт кореляції складає $R = 0,98$.

Так як об'єм ємності блоку вимірювання складає $v = 1,03968$ л, то об'ємна маса розраховується за формулою

$$\rho = M/v = 400,7(U - U_0), \quad (2)$$

де ρ – об'ємна маса, г/л.



1 – блок вимірювання об'ємної маси; 2 – загальний блок вимірювання; 3 – персональний комп'ютер; 4 – блок подачі насінневої суміші; 5 – рама; 6 – ємність; 7 – актуатор; 8 – тензодатчик; 8 – заслінка

Рисунок 3 – Рациональна прецизійна технологічна лінія процесів сепарації супер елітного насінневого матеріалу соняшнику

Джерело: розроблено автором



Рисунок 4 – Електрична схема керування блоку вимірювання об'ємної маси

Джерело: розроблено автором

Динамічне калібрування було проведено на експериментальному стенді при подачі насінневої суміші соняшнику різних сортрозразків і різних фракцій. При цьому дослідження проводили для різних значень подач насінневої суміші соняшнику, які встановлювалися положенням заслінки і частотою коливань лотка блока подачі насінневої суміші. Графічна інтерпретація отриманих результатів представлена на рис. 5. Як видно з рисунку спочатку спостерігається зростання об'ємної маси, що є логічним для процесу заповнення ємності блоку вимірювання. Далі відбувається стабілізація значення об'ємної маси, що підтверджує факт повного заповнення ємності блоку вимірювання. Час стабілізації значення, середнє значення остаточної об'ємної маси і її середньоквадратичне відхилення представлено в табл. 1.

Висновки. Розроблено і проведено калібрування блока вимірювання об'ємної маси адаптивного вібропневматичного сепаратора. В результаті порівняння отриманих значень із традиційним методом вимірювання об'ємної маси (ДСТУ 4694:2006) за розрахованим критерієм Пірсона (χ^2) нормальність розподілу похибок вимірювань складає 2,13, більше за табличне значення $\chi^2(0,95;5) = 1,15$. Поведена перевірка гіпотези про однорідність значень за допомогою критерію Кохрена $G = 0,39 < G_{0,05}(1;20) = 0,48$.

Таблиця 1 – Результати динамічного калібрування блоку вимірювання об'ємної маси

Подача, кг/год	14,7	12,8	29,4	33,5	75,5	95,0
Час стабілізації значення, с	440,6	556,1	259,3	215,7	99,2	73,9
Середнє значення об'ємної маси, г/л	453	450	450	453	448	451
Відхилення об'ємної маси, г/л	0,13	0,20	0,83	0,32	0,86	1,27

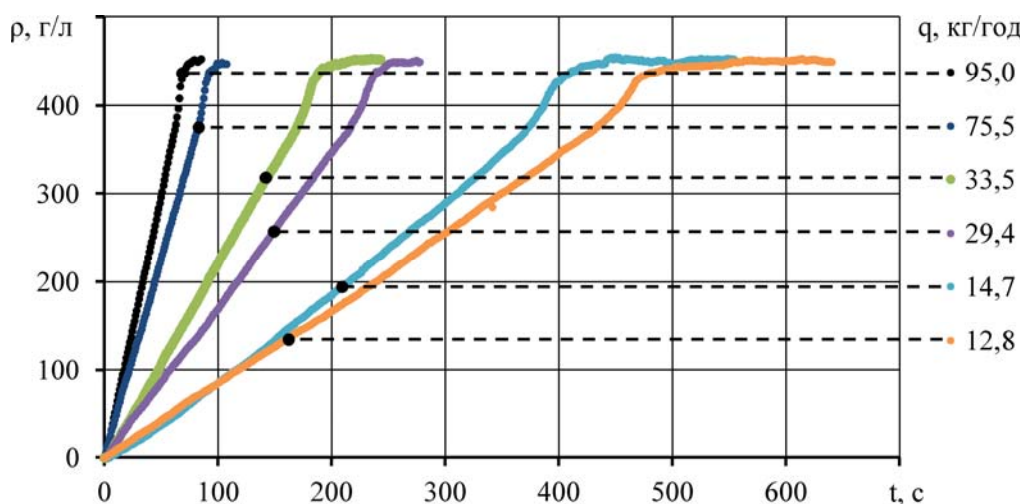


Рисунок 5 – Динамічна залежність вимірюваної об'ємної маси для різних значень подачі насіннєвої суміші соняшнику

Джерело: розроблено автором

Список літератури

1. Алієв Е. Б. Техніко-технологічне забезпечення процесів очищення та розділення насіннєвого матеріалу олійних культур. *Роль наукових досліджень в забезпеченні процесів інноваційного розвитку аграрного виробництва України*: матеріали Всеукраїнської наук.-практ. конф. молодих вчених і спеціалістів 25–26 травня 2016 р. НААН, ДУ ІЗК НААН, М-во аграр. політики та прод. України, Укр. ін-т експертизи сортів рослин. Вінниця: ТОВ «Нілан-ЛТД». С. 4-5.
2. Алієв Е. Б., Чеботарьов В. П. Рациональная прецизионная технологическая линия процессов сепарации насіннєвого матеріалу соняшника. *Науково-технічний бюлетень Інституту олійних культур НААН*. Запоріжжя: ІОК НААН. 2018. С. 154-159.
3. Алієв Е. Б., Яропуд В. М. Техніко-технологічне забезпечення прецизійної сепарації насіннєвого матеріалу соняшника. *Всеукраїнський науково-технічний журнал "Вібрації в техніці та технологіях"* / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. Вінниця. 2019. №1 (92). С. 40-47.
4. Заика П. М., Мазнев Г. Е. Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств. Москва: Колос. 1978. 287 с.
5. Бартенев В. А., Бортников А. И., Марков В. Е., Жихарев С. В. А. с. 384562 СССР, МКИЗ В 07b 4/08. Пневматический сортировальный стол для сыпучих смесей. № 1675999/28-13. Заявл. 29.06.71. Оpubл. 29.05.73, Бюл. № 25. 3 с.
6. Захарченко С. В., Гриценко В. Т. Патент на винахід 80700 UA, МПК B03B 4/00 (2006), B07B 1/46

- (2006) Вібропневмосепаратор. Заявник Захарченко С. В., Гриценко В. Т. № а 20041008858; Заявл. 02.11.2004. Опубл. 25.10.2007, Бюл. № 17.
7. Захарченко С. В., Мельничук Б. О., Гриценко В. Т. Патент на винахід 75105UA, МПК В07В 4/08 (2006.01), В03В 4/00. Вібропневмосепаратор. Заявник Захарченко С. В., Мельничук Б. О., Гриценко В. Т. № а 2003076106. Заявл. 01.07.2003. Опубл. 15.03.2006, Бюл. № 3.
8. Фадеев Л. В. Патент на корисну модель UA 56298 U, МПК (2011.01) В03В 4/00, В07В 7/00, В07В 11/00. Пневматичний сортувальний стіл. Заявник Фадеев Л. В. № u201007265. Заявл. 11.06.2010. Опубл. 10.01.2011, Бюл. № 1.
9. Сухонкин Л. М., Венков С. А., Шкарупин В. С., Хабрат Н. Н., Чепрасова З. М. А. с. 774621, МПК В 07 В 4/08. Пневмосортировальный стол. Заявник Всеузный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский институт сельскохозяйственного машиностроения им. В. П. Горячкина и Головное специализированное конструкторское бюро по комплексу машин для послеуборочной обработки зерна № 2155881/29-03. Заявл. 11.07.1975. Опубл. 30.10.1980, Бюл. № 40.
10. Захарченко С. В., Мельничук Б. О., Гриценко В. Т. Патент на корисну модель UA 75105 C2, МПК (2006) В03В 4/00, В07В 4/08 (2006.01). Вібропневмосепаратор. Заявник Захарченко, С. В., Мельничук, Б. О., Гриценко, В. Т. № 2003076106. Заявл. 01.07.2003. Опубл. 15.03.2006, Бюл. № 3
11. Заїка П. М., Бакум М. В., Михайлов А. Д., Козій О. Б. Сепарація насіння льону на вібраційних сепараторах. *Вібрації в техніці та технологіях*. № 3 (67). 2012. С.106-111.

Referencis

1. Aliyev, E.B. (2016). Tekhniko-tekhnologichne zabezpechennya protsesiv ochyshchennya ta rozdilennya nasinnyevoho materialu oliynykh kul'tur [Technological and technological support of processes of clearing and separation of seed oil of oilseeds]. Rol' naukovykh doslidzhen' v zabezpechenni protsesiv innovatsiynoho rozvytku ahrarnoho vyrobnytstva Ukrainy. *Materialy Vseukrayins'koyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi molodykh vchenykh i spetsialistiv 25–26 travnya 2016 r. NAAN, DU IZK NAAN, M-vo ahrar. polityky ta prod. Ukrainy, Ukr. in-t ekspertyzy sortiv rosllyn. Vinnytsya: TOV «Nilan-LTD»*, 4-5 [in Ukrainian].
2. Aliyev, E. B. & Chebotar'ov, V. P. (2018). Ratsional'na pretsyziyna tekhnologichna liniya protsesiv separatsiyi nasinnyevoho materialu sonyashnyka [Rational precision technological line of seed separation process of sunflower seeds]. *Naukovo-tekhnichnyy byuleten' Instytutu oliynykh kul'tur NAAN. Zaporizhzhya: IOK NAAN*, 154-159 [in Ukrainian].
3. Aliyev, E.B. & Yaropud V. M. (2019). Tekhniko-tekhnologichne zabezpechennya pretsyziynoyi separatsiyi nasinnyevoho materialu sonyashnyka [Technological and technological support for precision separation of sunflower seeds]. *Vseukrayins'kyy naukovo-tekhnichnyy zhurnal "Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnologiyakh" / Redkolehiya: Kaletnik H.M. (holovnyy redaktor) ta inshi. Vinnytsya. №1 (92)*, 40-47 [in Ukrainian].
4. Zayka, P.M.& Maznev H.E. (1978). *Separatsyya semyan po kompleksu fizyko-mekhanicheskyykh svoystv* [Separation of seeds by complex of physical and mechanical properties]. Moscow: Kolos [in Russian].
5. Bartenev, V.A., Bortnykov, A.Y., Markov, V. E. & Zhykharev, S.V. (1973). A. s. 384562 SSSR, MKY3 V 07b 4/08. Pnevmatycheskyy sortiroval'nyy stol dlya sypuchykh smesey [Pneumatic sorting table for loose mixes]. № 1675999/28-13. *Zayavl. 29.06.71. Opubl. 29.05.73, Byul. № 25. 3* [in Russian].
6. Zakharchenko, S. V. & Hrytsenko, V. T. (2007). Patent na vynakhid 80700 UA, MPK B03B 4/00 (2006), B07B 1/46 (2006) Vibropnevmoseparator [Vibropnevmoseparator]. *Zayavnyk Zakharchenko S. V., Hrytsenko V. T. № a 20041008858; Zayavl. 02.11.2004. Opubl. 25.10.2007, Byul. № 17* [in Russian].
7. Zakharchenko, S. V., Mel'nychuk, B. O. & Hrytsenko, V. T. (2006). Patent na vynakhid 75105UA, MPK B07B 4/08 (2006.01), B03B 4/00. Vibropnevmoseparator [Vibropnevmoseparator]. *Zayavnyk Zakharchenko S. V., Mel'nychuk B. O., Hrytsenko V. T. № a 2003076106. Zayavl. 01.07.2003. Opubl. 15.03.2006, Byul. № 3* [in Russian].
8. Fadyeyev, L. V. (2011). Patent na korysnu model' UA 56298 U, MPK (2011.01) B03B 4/00, B07B 7/00, B07B 11/00. Pnevmatychnyy sortoval'nyy stil [Pneumatic sorting table]. *Zayavnyk Fadyeyev L. V. № u201007265. Zayavl. 11.06.2010. Opubl. 10.01.2011, Byul. № 1*. [in Ukrainian].
9. Sukhonkyn, L.M., Venkov, S.A., Shkarupyn, V.S., Khabra,t N.N. & Cheprasova, Z.M. (1980). A. s. 774621, MPK V 07 V 4/08. Pnevmosortiroval'nyy stol [Pneumorting table]. *Zayavnyk Vseyuznyy ordena Trudovoho Krasnogo Znameny nauchno-ysledovatel'skyy ynstitut sel'skokhozyaystvennoho mashynostroenyya ym. V. P. Horyachkyna y Holovnoe spetsyalyzirovannoe konstruktorskoe byuro po kompleksu mashyn dlya posleuborochnoy obrabotky zerna № 2155881/29-03. Zayavl. 11.07.1975. Opubl. 30.10.1980, Byul. № 40* [in Ukrainian].

10. Zakharchenko, S.V., Mel'nychuk, B.O. & Hrytsenko, V.T. (2006). Patent na korysnu model' UA 75105 S2, MPK (2006) B03B 4/00, B07B 4/08 (2006.01). Vibropnevmostseparator [Vibro-pneumatic separator]. *Zayavnyk Zakharchenko, S. V., Mel'nychuk, B. O., Hrytsenko, V. T. № 2003076106. Zayavl. 01.07.2003. Opubl. 15.03.2006, Byul. № 3* [in Ukrainian].
11. Zayika, P.M., Bakum, M.V., Mihaylov, A.D. & Koziy, O.B. (2012). Separatsiya nasynnya lonu na vibratsiynih separatorah [Flax seed separation on vibratory separators]. *Vibratsiyni v tehnitsi ta tehnologiyah. № 3 (67)*. 106-111. [in Ukrainian].

Elchin Aliiev, PhD tech. sci.

Institute of Oilseed Crops NAAS, Zaporizhia, Ukraine

Development and Calibration of a Unit for Measuring the Volumetric Mass Flow of Sunflower Seed Material

One of the elements of the proposed rational precision technological line of separation of super elite seed material of sunflower is the vibro-pneumatic separator.

The disadvantages of well-known equipment include the low productivity and quality of separation operations, the purification and separation of heterogeneous grain or seed mixtures by volume by weight on the fraction due to the need for constant adjustment of the frequency of oscillations of the deck and the speed of air flow through the working surface of the deck, which is to a large extent affects both the productivity of the machine and the quality of seed separation on the fraction. Also, the indicated vibro-pneumatic separators have low productivity due to the large heterogeneity of grain or seed material, which needs to be divided into fractions. This necessitates the need to constantly adjust the angles of the longitudinal and transverse slopes of the deck to ensure even distribution of the material across the plane of the working surface, which leads to a decrease in machine performance, the deterioration of the quality of material separation into fractions and increase the complexity of the execution of the process.

In order to overcome the drawbacks of the known equipment, namely the low productivity and quality of separation operations, the purification and separation of the heterogeneous seed mixture by volume by weight on the fraction, it is necessary to apply an automated control system based on the used sensor of the volume mass of the seed mixture flow. Thus, the goal is to develop and calibrate the sensor of the volume mass of the seed mixture stream, which will be included in the automated control system of the vibro-pneumatic separator.

The calibration unit for measuring the bulk density of an adaptive vibropneumatic separator has been developed and carried out. As a result of comparing the obtained values with the traditional method of measuring the volume mass (DSTU 4694: 2006) using the calculated Pearson criterion (χ^2), the normality of the measurement error distribution is 2.13, which is more than the table value $\chi^2(0.95;5) = 1.15$. The hypothesis about the uniformity of values was tested using the Cochran test $G = 0.39 < G_{0.05}(1, 20) = 0.48$.

separation, measurement unit, quality, seed, mixture, flow, process, evaluation

Одержано (Received) 29.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 05.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.331.024.23

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.10-18>**Dmytro Artemenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Volodymyr Onopa**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.*Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine**e-mail: ingenerdu@gmail.com*

Experimental researches of a precision seed drills coulter equipped with a disk seedbed former

The furrow opener coulter is the most commonly used on precision seed drills. It is also used on the seeding section of the seed drill UPS 12. Due to such a design, the coulter guarantees the formation of a compacted seed bed, as well as the walls of the furrow, which help to pull the capillary moisture to seeds. But the main disadvantage of this design is the seeds redistribution along the furrow sole as the result of the displaced topsoil effect, which is shedded behind the rear wall of coulter side panels. There is proposed an improved design of the UPS 12 seed drill coulter that is equipped with a disk seedbed former and eliminates the above-mentioned disadvantage. Under laboratory conditions, there were conducted comparative experimental researches of series-produced and advanced coulters. The obtained tests' results made it possible to ascertain the advantage, with regard to the performance quality of technological process, of the coulter with a disk seedbed former.

favorable germination conditions, seed distribution uniformity, coulter design, disk seedbed former

Д.Ю. Артеменко, доц., канд. техн. наук, **В.А. Онопа**, доц., канд. техн. наук.

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

Экспериментальные исследования сошника пропашной сеялки оборудованного дисковым ложеобразователем

Наибольшее распространение на пропашных сеялках приобрел наральниковый сошник который и используется на посевной секции сеялки УПС 12. Такой сошник, за счет своей конструкции, обеспечивает формирование уплотненного семенного ложа, а также стенок борозды, способствует подтягиванию капиллярной влаги к высеванным семенам. Но основным недостатком такой конструкции является перераспределение семян по дну борозды за счет воздействия на него сдвинутого верхнего слоя почвы, который осыпается за задним обрезом щек сошника. Предложена усовершенствованная конструкция сошника сеялки УПС 12 оснащенная дисковым бороздообразователем и устраняет указанный недостаток. Проведены сравнительные экспериментальные исследования серийного и усовершенствованного сошников в лабораторных условиях. Полученные результаты испытаний позволили установить преимущество по качеству выполнения технологического процесса, сошника с дисковым бороздообразователем.

благоприятные условия прорастания, равномерное распределения семян, конструкция сошника, дисковый бороздообразователь

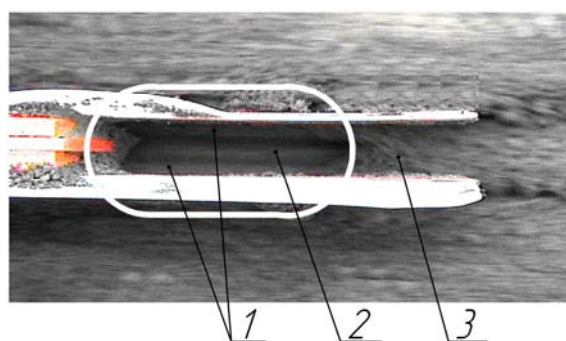
Problem statement. The cultivated crops yield enhancement is the main goal in solving most of the tasks that are related to the improvement of technological processes of the precision seed drills work tools. One of the most important seed growing stages is the seeding. The seeding should ensure the most favorable seed germination conditions and further growth of plants, which expedites the plants emerging on a daylight surface and as a consequence of this to increase yield enhancement.

The main work tool that directly affects the seeding quality is the seed coulter. So far, there is a well-defined operation process algorithm of the precision seed drill coulter, which embodies the following components: the formation of furrows by means of the coulter furrow opener; during seeding operation the coulter side panels keep layers of soil from

shedding into the furrow; after passing through the coulter side panels, the soil fills the furrow at an angle of repose. Such coulter process flow chart suffer from one fatal flow - the soil, which is shedding after passing through the coulter side panels, closes the furrow at very shallow depth, which is less than the depth of the coulter, consequently leaving the furrow half-open. Also, in the process of shedding, the soil can impact on seed distribution uniformity as relating to the depth. Furthermore, seed distribution nonuniformity as relating to the depth can lead to a reduction in yields. Therefore, the measures taken with regard to cultivated crop yield enhancement, by means of furrow formation improvement, are currently topical and necessary for the implementation of more productive growing process.

Analysis of recent research and publications. On the basis of conducted researches [1,2], it was revealed that the distribution of seeds with consideration of the row depth and length directly affects the speed of its germination and, as a result, the crop yield. Modern seeding units ensure satisfactory seeding accuracy. But still, during seeding, the seeds, in a furrow, are distributed casually [3,4]. In most cases, the seed distribution uniformity along the furrow sole depends on the coulter design. Researchers give credence to this fact [5,6]. While reaching the compacted furrow sole, seeds are rebounded and redistributed. There are proposed various ways of reducing seed dissemination (positioning of seeding unit closer to the soil surface; seeding on the loosened furrow sole; providing the seeds with a speed corresponding to the gradual speed of the seed drill, changing the coulter design and etc.). But nowadays, they have not produced the desired effect.

We have carried out the laboratory researches of the furrow formation process with the help of precision seed drill coulter. These researches made it possible to reveal that the coulter furrow opener compacts the furrow walls to a considerable degree and that the bottom of the seedbed is most affected.



1 – compacted furrow walls; 2 – compacted seedbed; 3 – soil which is closing the furrow

Figure 1 – Digital video storyboard of the furrow formation process with the help of precision seed drill coulter
Source: obtained by authors

The distinctive compacted zones are much in evidence on the video storyboard of the furrow formation process by means of the coulter (Fig. 1, item 1.2). It may be reasonable to conclude that, due to the cutout in the lower part of the coulter side panels, there is a rapid shedding of the soil (Fig. 1, item 3), which can also have an effect on the redistribution of seeds in the furrow. Such furrow formation process is common to the whole variety of coulters used for cultivated crops seeding.

Analysis of the furrow formation process with the help of a series-produced coulter shows that the walls of the opened seeding furrow are subject to considerable compaction (Fig. 1, item 1), especially in the area of wet soil layers. As a result, when covering the seeds, there is disturbed the sequence in the displacement of the sub (wet) and top (dry) soil layers

from the furrow walls. First of all, the top soil grains are shedding in the furrow, as they are more loose and the coulter compacts them the least. They also have a lower coefficient of internal friction. Wet soil grains practically do not shed. This is especially evident with low moisture in the topsoil.

We have conducted the laboratory researches using tinted soil layers (Fig. 2) and revealed that furrow walls formed by coulter furrow opener are displaced only to the depth of the loose layer, and the furrow formed in the wetter layer does not cover the soil at all.



Figure 2 – The shedding of dry soil grains into the furrow after series-produced coulter passage at a soil moisture of seeding depth $W=20\%$

Source: obtained by authors

Upon coulter passage, there is nothing that influences on a compacted furrow seedbed and therefore the furrow formed in the wet layer remains open, and upon availability of a dry layer it closes, and in addition, disturbs the depth of seed placement.

Purpose of work: is to improve the conditions of seed distribution along the length and depth of the row, by advancing the design of the precision seed drill coulter.

In the furtherance of this goal, the following tasks were solved:

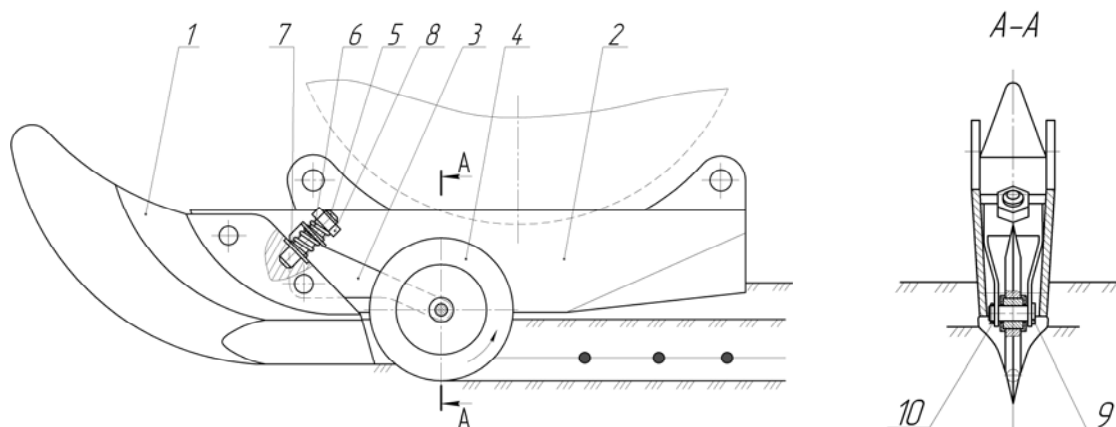
- to carry out an analysis of the operation of a series-produced coulter of a precision seed drill in order to determine the advantages and disadvantages of its design;
- to develop an advanced design of a precision seed drill coulter for elimination of certain disadvantages;
- to carry out experimental researches of the advanced design of the coulter in laboratory conditions.

Presentation of basic material of the research. On the basis of carried out analysis of the literature and experimental researches, it was determined that: the furrow formed by the series-produced coulter of the precision seed drill UPS 12 [7] does not fully ensure the seed distribution uniformity, both in length and depth, due to the redistribution of seeds after top dry layers of the soil get into the furrow; compacted bottom seedbed helps to displace the seed from the point of falling during its covering.

To eliminate certain shortcomings of series-produced coulter operation, we have developed an advanced design of the seed coulter of the precision seed drill UPS 12 [8]. Improving the operation quality of the offered coulter is achieved due to the fact that in the rear part of the furrow is installed damping bracket in which the disc seedbed former is rotating (Fig. 3).

The taper angle of the disk seedbed former is less than the sum of the two friction angles of sugarbeet seeds against the soil surface. The proposed coulter works in the following way: the furrow opener 1 opens the furrow and prepares a compacted seedbed, located behind the damping bracket 3 disk seedbed former 4 during rotation cuts it in the center to form a wedge channel into which seeds are delivered and are pinched by the walls.

Upon coulter side panels passage 2, furrow with seeds is closed by soil. To compensate the wear-out of the disk seedbed former, the damping bracket 3 moves along the pin 5. The damping effect is achieved by installing compensating springs 6 and 7, the pressure force of which is regulated by a nut 8.

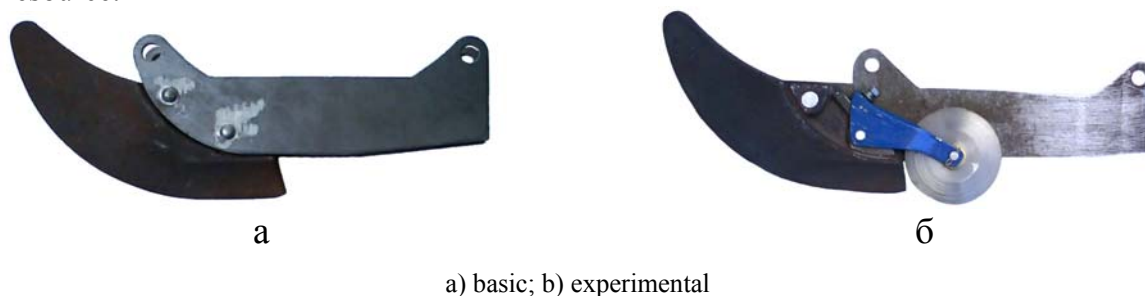


1 – furrow opener; 2 – side panel; 3 – damping bracket; 4 – disk seedbed former; 5 – pin;
6, 7 – pressure spring; 8 – nut; 9 – axis; 10 – linch pin

Figure 3 – Advanced design of the precision seed drill coulter UPS 12

Source: developed by the authors with consideration [8]

On the basis of the developed structural scheme of the advanced coulter and the application of the previously performed researches results [7], there was manufactured an experimental sample of the coulter with a disk seedbed former (Fig. 4b) which has a taper angle $\alpha_0 = 30^\circ$. The furrow opener of series-produced coulter [9] and disk seedbed former of the experimental coulters of the precision seed drill UPS 12 (Fig. 4) were chosen as a subject of resource.

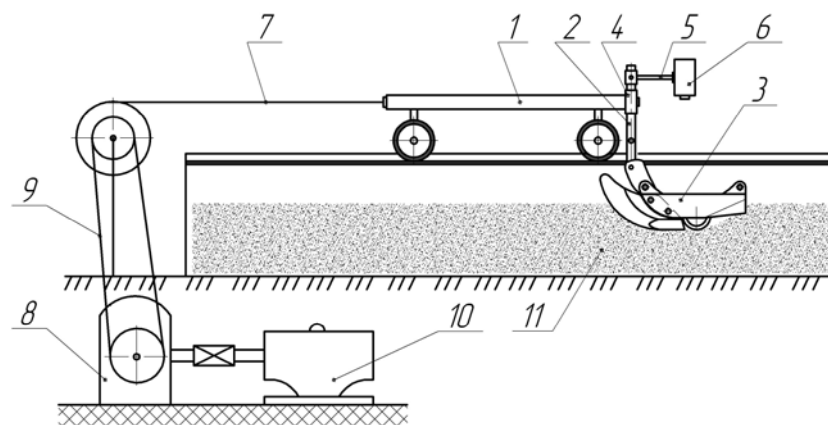


a) basic; b) experimental

Figure 4 – Precision seed drill coulter

Source: a) [9], b) developed by the authors with consideration [8]

Before carrying out comparative researches, we have tested the performance capability of the experimental coulter. For that to happen, an experimental plant was developed on the basis of a small soil box – 10m long and 1 m wide (Fig. 5).



1 – trailer; 2 – bracket; 3 – coulter; 4 – adjusting mechanism of coulter running depth; 5 – video camera mounting bracket; 6 – digital video camera; 7 – pulling strap; 8 – winch; 9 – belt-drive; 10 – gear; 11 – soil

Figure 5 – Scheme of experimental plant aimed at examination of experimental coulter operation

Source: obtained by authors

In order to determine the performance of disc seedbed former (capabilities of forming a wedge furrow with increasing soil moisture) depending on its geometric parameters, we have used the digital video recording. The camera was mounted on the brackets above the coulter with a focus on a space in the disc seedbed former operation area. The shooting speed was 60 frames/sec. The coulter speed varied from 1.0 to 2.5 m/s. The moisture content of the soil layer with which the disk seedbed former interacts during seeding varied from 16 to 20%, after each passage of the coulter the surface of the soil box was restored and leveled. The experiments replication with each moisture content of the soil was quintuplicated. Upon the experiments completion, the shooting material was processed on a PC with the help of special programs. The criteria by which the quality of the technological process of the disk seedbed former were evaluated were as follows: during disk seedbed former operation there should be no soil accumulated, the wedge furrow must be sharply-defined without walls damaging, and during operation the disk must perform rotational motion as the result of which the compacted soil layer would be cut by toe. Upon defining these criteria, it is possible to evaluate the degree of technological process performance by a disk seedbed former. Further experimental researches were carried out on the same plant but with the installed section of work tools during seeding of sugarbeet seeds, soil moisture was 20%. There have been determined the indicators that characterize the quality of the technological process implementation. They are as follows: the degree of seed rolling when falling into the furrow; quality of seed distribution along the row; the quality of seed distribution along the row depth. To determine the dependencies of the investigated processes, all the obtained digital data were processed by the methods of probability theory and mathematical statistics [9,10]. In order to examine the degree of seed rolling when falling into the furrow and the quality of seed distribution along the row, there were used the following method: both side panels have been demounted from the seed coulter and special soil casting device with a width of 120mm and a height equal to the height of the coulter side panels were mounted on their places. The main purpose of coulter side panels is to cast sufficient amount of soil with the possibility of obtaining open furrows for visual fixing of the quality of seed distribution along the length of the row.

To measure the distance between the seeds in the open furrow, there was used a metal ruler with a scale division of 1mm, 1m in length. The results of the carried out tests are shown in Fig. 6 and 7.

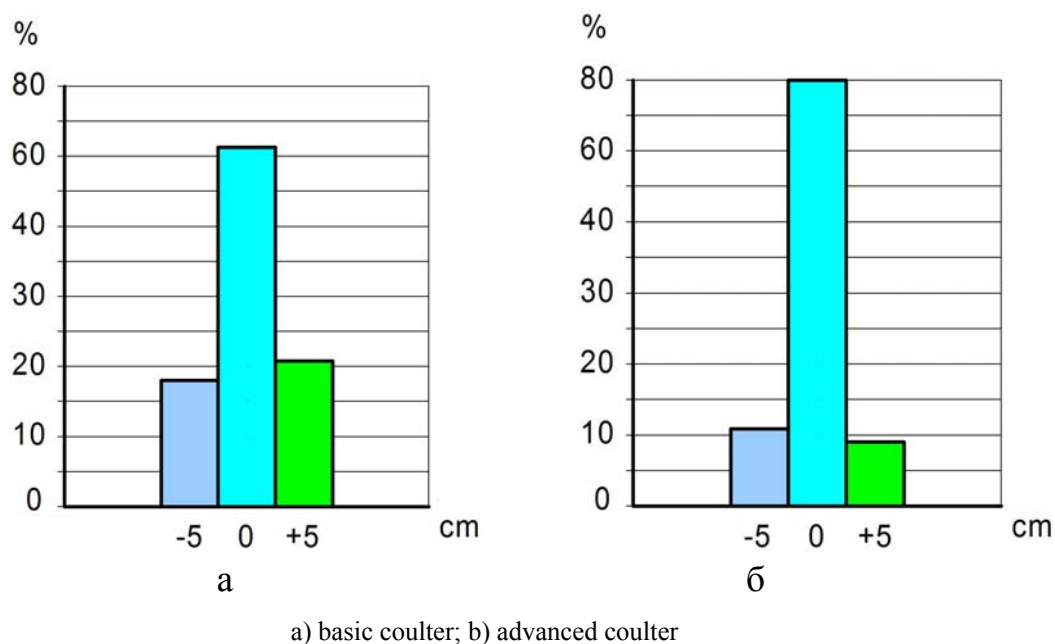


Figure 6 –Distribution of seeds relative to the point of fall

Source: obtained by authors

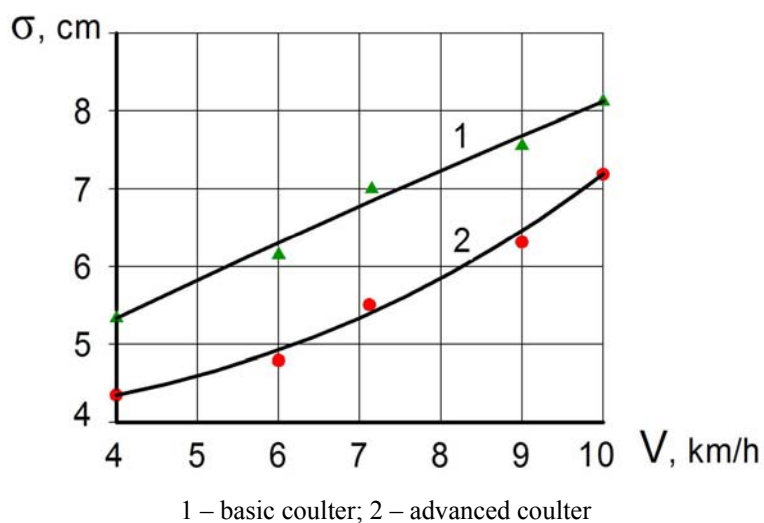


Figure 7 – Seed distribution along the length of the row by the average quadratic deviation depending on the speed of movement

Source: obtained by authors

The second main indicator of the seeding quality is the seed distribution along the depth of the row. For this purpose, we have developed a special device to accomplish identified goals (Fig. 8). The device allows to cut one-centimeter layers of soil with seeds in the horizontal plane.

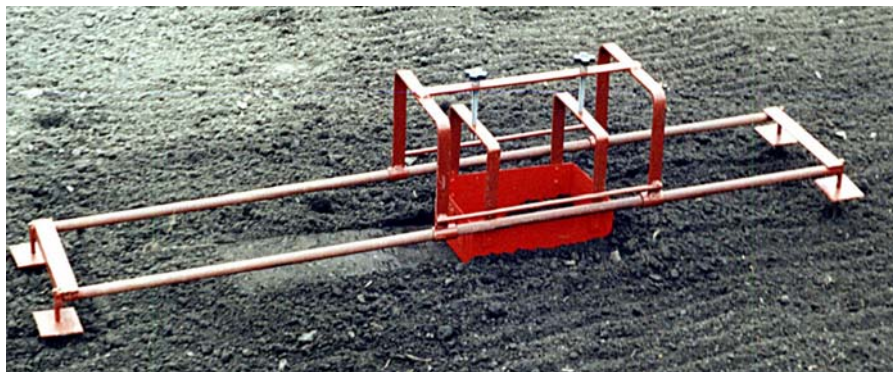


Figure 8 – Device aimed at determination of seed distribution along the furrow depth

Source: obtained by authors

The device consists of a movable support frame, guides, deepening regulator and a scoop. The principle of operation of the device is as follows: guides are installed along the furrow, the deepening regulator setups the depth of cut of the soil layer and long the guides, the support frame together with scoop is moving. The scoop is set at to a depth of 1cm. Seeds were taken into account with respect to each layer of soil separately, the cut depth was adjusted from 1 to 5cm. According to the obtained data, graphs of the uniformity of seed wrapping were plotted depending on the design of the coulter (Fig. 9).

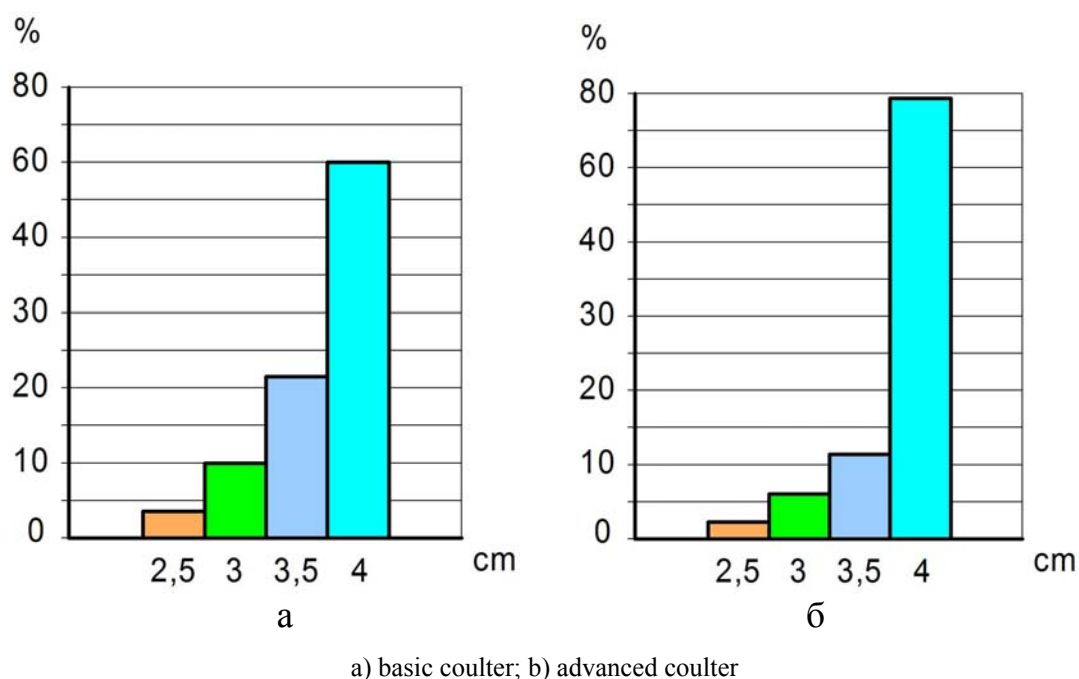


Figure 9 – Distribution of seeds along the depth

Source: obtained by authors

Analyzing the obtained results, it can be said that the utilization of a coulter with a disc seedbed former improves the quality of sugarbeet seeding by an average of 15.3%.

In the future, it is planned to carry out experimental researches of the coulter with a disc seedbed former with regards to seeding of other crops, which can be seeded with the help of seed drill UPS 12, as well as testing of the coulter in the field conditions.

Conclusions:

1. Experimental researches of the series-produced precision seed drill coulter operation showed that the furrow opener significantly compacts not only the walls of the furrow, but also the bottom of the seedbed, which improves the pull of capillary moisture to the seeds, but at the same time, the compacted furrow sole influences the quality of the seed in the process of its placement.

2. On the basis of the analysis of the series-produced coulter operation and the conducted experimental researches, there were developed an advanced design of the coulter, which has a disk seedbed former with a taper angle $\alpha_6 = 30^\circ$.

3. As a result of the experimental researches, it was revealed that utilization of a coulter with a disk seedbed former ensures more even seed distribution: by the degree of rolling from the point of fall by 16%; length of the row by 12%; by depth of wrapping by 18%.

Список літератури

1. Гончарук Г.С. Якісна сівба цукрових буряків запорука високого врожаю. *Цукрові буряки*. 2001. №2. С. 8 – 9
2. Nielsen Søren and al. (2017). Seed drill instrumentation for spatial coulter depth measurements. *Computers and Electronics in Agriculture*. 141. 207-214. DOI <https://doi.org/10.1016/j.compag.2017.07.014>
3. Волоха М.П. Технологічний комплекс машин для виробництва буряків цукрових: ширина міжрядь. Теорія, моделювання, результати випробувань: монографія. Київ: Центр учбової літератури, 2015. С. 32-57. <http://er.nau.edu.ua/handle/NAU/17399>
4. О. Мельник. Насіння від SESVanderHave – запорука Вашого успішного буряківництва. Бібліотека Сесвандерхаве. 2016. 24 с. URL: https://sv-ukraine.com.ua/images/Technology_nasinya.pdf
5. Бойко А.І., Свірень М.О., Шмат С.І., Ножнов М.М. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин. Київ, 2003. 203 с.
6. Бузенков Г.М., Ма С.А. Машины для посева сельскохозяйственных культур. Москва: Машиностроение. 1976. С. 228 – 265.
7. Артеменко Д.Ю., Магопєць О.С., Соломашенко П.М. Дослідження і розробка удосконаленої конструкції сошника просапної сівалки. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2010. Вип. 40, ч.1. С. 136-142.
8. Сошник: патент № 44553: МПК А01С 7/20 (2009.01); и 200903546; Заявл. 13.04.2009; Опубл. 12.10.2009, Бюл. №19. 3с.
9. Пропашные сеялки. Проспект ОАО “Красная звезда”. Украина, 2008. 8 с.
10. Бешелев С.Д., Гурвич Ф.Г. Математико-статистические методы экспертных оценок. 2-е изд. перераб. и доп., М.: Статистика, 1980. 263 с.
11. Підручник дослідника / О. Васильковський, С. Лещенко, К. Васильковська, Д. Петренко. Кіровоград: КНТУ, 2015. 200 с.

References

1. Honcharuk, H.S. (2001). Yakisna sivba tsukrovykh buriakiv zaporuka vysokoho vrozhaiu [High-quality sowing of sugar beets is the key to a high yield]. *Tsukrovi Buriaky*, 2, 8 – 9 [in Ukrainian].
2. Nielsen Søren and al. (2017). Seed drill instrumentation for spatial coulter depth measurements. *Computers and Electronics in Agriculture*. 141. 207-214. Retrieved from <https://doi.org/10.1016/j.compag.2017.07.014> [in English].
3. Volokha, M.P. (2015). Tekhnolohichniy kompleks mashyn dlia vyrobnytstva buriakiv tsukrovykh shyrina mizhriadi [Technological complex of machines for sugar beet production: row spacing]. *Teoriia Modeliuvannia Rezultaty Vyprobuvan.*– Kyiv, Tsentru Uchbovoi Literatury, 32-57 Retrieved from <http://er.nau.edu.ua/handle/NAU/17399> [in Ukrainian].
4. Melnyk, O. (2016). Nasinnia Vid SESVanderHave – Zaporuka Vashoho Uspishnoho Buriakivnytstva [SESVanderHave seeds are the key to your successful beet growing]. *Biblioteka Sesvanderkhawe*. 24 Retrieved from https://sv-ukraine.com.ua/images/Technology_nasinya.pdf [in Ukrainian].

5. Boiko, A.I., Sviren, M.O., Shmat, S.I. & Nozhnov, M.M. (2003). *Novi konstruktsii gruntoobrobnykh ta posivnykh mashyn* [New soil tillage and seeding machine designs]. Kyiv [in Ukrainian].
6. Buzenkov, H.M. & Ma, S.A. (1976). *Mashiny dlya poseva selskokhozyajstvennykh kultur* [Machines for sowing crops]. Moscow: Mashynostroenye [in Russian].
7. Artemenko, D.Yu., Mahopets, O.S. & Solomashenko, P.M. (2010). Doslidzhennia i rozrobka udoskonalenoï konstruktsii soshnyka prosapnoi sivalky [Research and working out of an advanced design steel seeders]. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn: zahalnoderzh. mizhvid. nauk.-tehn. zb., 40, Part 1*, 136-142 [in Ukrainian].
8. Patent of Ukraine № 44553, Soshnyk [Coulter]. Opubl. 12.10.2009, Biul. №19.
9. Propashnye seyalki [Precision seed drills]. Prospekt OAO "Krasnaya zvezda". Ukraina, 2008.
10. Beshelev, S.D. & Gurvich, F.G. (1980). *Matematiko – statisticheskie metody ekspertnykh ocenok* [Mathematical and statistical methods of expert estimates]. (2d ed.), Moscow: Statistika [in Russian].
11. Vasylykovskiy, O., Leshchenko, S., Vasylykovska, K. & Petrenko, D. (2015). *Pidruchnyk doslidnyka* [Researcher's textbook]. Kirovohrad: KNTU [in Ukrainian].

Д.Ю. Артеменко, доц., канд. техн. наук, В.А. Онопа, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

Експериментальні дослідження сошника просапної сівалки оснащеного дисковим ложеутворювачем

На сучасному етапі розвитку сільського господарства, підвищення врожайності просапних культур, можливе за умови постійного вдосконалення робочих органів, які приймають участь у головній операції вирощування – посіву. Основним органом сівалки який безпосередньо впливає на якість посіву є насіннєвий сошник і елементи його конструкції.

Найбільшого розповсюдження на просапних сівалках набув наральниковий сошник який і використовується на посівній секції сівалки УПС 12. Такий сошник, за рахунок своєї конструкції, забезпечує формування ущільненого насіннєвого ложа, а також стінок борозни, що сприяє підтягуванню капілярної вологи до висіяного насіння. Але основним недоліком такої конструкції є перерозподіл насіння по дну борозни за рахунок дії на нього зрушеного верхнього шару ґрунту, який осипається за заднім обрізом щік сошника. Запропонована удосконалена конструкція сошника сівалки УПС 12 яка оснащена дисковим ложеутворювачем і усуває вказаний недолік. Проведені порівняльні експериментальні дослідження серійного і удосконаленого сошників в лабораторних умовах. Отримані результати випробувань дозволили встановити перевагу, по якості виконання технологічного процесу, сошника із дисковим ложеутворювачем.

В результаті проведених досліджень встановлено, що основним недоліком серійного сошника є перерозподіл насіння по дну борозни в процесі його укладання. На основі аналізу роботи серійного сошника та проведених експериментальних досліджень розроблена удосконалена конструкція сошника, яка має дисковий ложеутворювач. В результаті проведених експериментальних досліджень встановлено, що використовуючи сошник із дисковим ложеутворювачем забезпечується більш висока якість посіву в середньому на 15,3%.

сприятливі умови проростання, рівномірне розподілення насіння, конструкція сошника, дисковий ложеутворювач

Одержано (Received) 28.10.2019

Прорецензовано (Reviewed) 06.11.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631. 3623

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.19-25>

М.В. Бакум, проф., канд. техн. наук, **М.М. Крекот**, доц., канд. техн. наук,
М.М. Абдуєв, доц., канд. техн. наук

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка м. Харків, Україна

e-mail: kafedrashm@gmail.com

Виробничі випробування пневматичного сепаратора на попередньому очищенні насіннєвих сумішей цибулі

Наведені результати виробничих випробувань модернізованого пневматичного сепаратора з регульованою шириною сепарувального каналу на попередньому очищенні дрібнонасіннєвої суміші цибулі з великим вмістом легких домішок. В результаті первинної обробки насіннєвого вороху цибулі, отриманого після машинного збирання насінників, на удосконаленому пневматичному сепараторі відокремлено 48,62% від маси вихідної суміші насіннєвого матеріалу, посівні властивості якого відповідають вимогам державного стандарту на посівний матеріал.

насіннєва суміш, наіння цибулі, повітряний потік, очистка, сортування

Н.В. Бакум, проф., канд. техн. наук, **Н.Н. Крекот**, доц., канд. техн. наук, **М.М. Абдуєв**, доц., канд. техн. наук

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко г. Харьков, Украина

Производственные испытания пневматического сепаратора на предварительной очистке семенных смесей лука

Приведены результаты производственных испытаний модернизированного пневматического сепаратора с регулируемой шириной сепарирующего канала на предварительной очистке мелкосеменной смеси лука с большим содержанием легких примесей. В результате первичной обработки семенного вороха лука, полученного после машинной уборки семенников, на усовершенствованном пневматическом сепараторе отделено 48,62% от массы исходной смеси семенного материала, посевные свойства которого соответствуют требованиям государственного стандарта на посевной материал.

семенная смесь, семя лука, воздушный поток, очистка, сортировка

Постановка проблеми. Посушливе літо 2019 року, з високою денною температурою, значно ускладнило вирощування сільськогосподарських культур, особливо середнього та пізнього термінів дозрівання. До таких культур відноситься і більшість насінників овочевих культур. Погодні умови спричинили не лише суттєве зменшення урожайності насінників та зниження посівних якостей отриманого насіння, а й пересихання стебел та суцвіть на час збирання врожаю. Машинне збирання таких насінників призводило до потрапляння в насіннєвий матеріал значної кількості подрібнених стебел та суцвіть різних розмірів. Більшість із них є меншими за масою від насіння основної культури і в основному становлять легкі домішки отриманого насіннєвого матеріалу. Велика кількість легких домішок знижує сипкість насіннєвого матеріалу, що суттєво зменшує ефективність традиційних решітно-трієрних способів післязбиральної обробки насіннєвого матеріалу. Ускладнюється післязбиральна обробка таких насіннєвих сумішей ще й тим, що тривале зберігання їх неможливе, адже

призводить до зниження показників посівних якостей насіння основної культури або цілковитої втрати врожаю при зігріванні вороху. Тому для отримання високоякісного насіннєвого матеріалу овочевих культур вітчизняного виробництва актуальною задачею є розробка сепараторів, здатних ефективно очищувати дрібнонасінневі суміші з великим вмістом легких домішків.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для підготовки посівного матеріалу овочевих культур широко використовуються повітряно-решітно-трієрні насіннеочисні машини вітчизняного та зарубіжного виробництва. Більшість овочевих культур відноситься до дрібнонасінневих, а насіння цибулі ще має і шорстку ребристу форму. З'єднуючись з подрібненими частками стебел і суцвіть воно утворює погано сипку суміш. Для первинної обробки таких сумішей використовуються повітряні очистки насіннеочисних машин з вертикальними сепарувальними каналами [1]. Ефективність їх на первинному розділенні насіннєвої суміші цибулі дуже низька ще й тому, що за аеродинамічними показниками більшість насіння цибулі мало відрізняється від подрібнених кусочків стебел і суцвіть [2].

Набувають поширення в технічному забезпеченні післязбиральної обробки дрібнонасінневих сумішей віброфрикційні сепаратори з неперфорованими робочими поверхнями, які забезпечують ефективне відокремлення, в тому числі і легких домішків, які переважно мають частинки плоскої форми [3, 4]. Виходячи з особливостей конструкції і технологічного процесу сепарувальних поверхонь таких сепараторів вони рекомендуються у якості машин для додаткової сепарації важкороздільних насінневих сумішей. Завантажувальні пристрої таких сепараторів не можуть забезпечувати сталу дозовану подачу насіннєвої суміші з високим вмістом легких домішків, що унеможливує ефективне використання віброфрикційних сепараторів на первинному очищенні насінневих сумішей з високим вмістом легких домішків.

Результати багатьох досліджень переконливо свідчать про високу ефективність сепарації насінневих сумішей з великим вмістом легких домішків у повітряних потоках [5-9].

На кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ розроблений удосконалений сепаратор з нахиленим повітряним каналом регульованої ширини, у якому формується нерівномірний повітряний потік по висоті каналу. Результати виконаних досліджень показують його високу ефективність як на очищенні, так і додатковому сортуванні насіння овочевих культур [10, 11].

Особливості використання удосконаленого повітряного сепаратора на попередньому очищенні насінневих сумішей з великим вмістом легких домішків досліджені ще недостатньо.

Постановка завдання. Дослідити особливості використання удосконаленого сепаратора з нахиленим повітряним каналом регульованої ширини, у якому формується нерівномірний повітряний потік по висоті на попередньому очищенні дрібнонасінневих сумішей з великим вмістом легких домішків.

Результати досліджень. Для досліджень вибрана насіннєва суміш цибулі після машинного збирання насінників, тому що аеродинамічні характеристики насіння більшості основної культури, особливо в цьому засушливому році, майже не відрізняються від характеристик кусочків стебел та суцвіть насінників, які становлять більшість легких домішків насіннєвого вороху.

Спроби розділити таку насіннєву суміш у вертикальному повітряному каналі насіннеочисної машини СМ-015, яка використовується на дослідному полі ІОБ НААНУ для підготовки посівного матеріалу овочевих культур, не забезпечили позитивного результату: відокремлювалась дуже мала кількість легких домішків, або, при збільшенні

швидкості повітряного потоку – значна кількість насіння цибулі відокремлювалась у фракцію легких домішків.

Вихідний насіннєвий матеріал цибулі сорту Глобус першої репродукції містив насіння основної культури 45,59%, подрібнені стебла та суцвіття (легкі домішки) становили 41,98%, грудочки ґрунту – 11,82%, насіння інших рослин – 0,19%, а насіння бур'янів – 0,42%.

Після попередніх досліджень установочно-кінематичні параметри удосконаленого сепаратора з нахиленим повітряним каналом регульованої ширини прийняті наступні: середня швидкість повітряного потоку в каналі – 5,6 м/с; горизонтальні регульовальні пластини проставки встановлені таким чином, щоб формувався нерівномірний повітряний потік по висоті каналу: більш інтенсивний у верхній частині – 6,2 м/с і помірніший в нижній частині – 5,0 м/с, а рівномірний повітряний потік по ширині каналу забезпечувався вертикальними поворотними пластинами проставки сепаратора; нахил сепарувального каналу до горизонту становив 45°; робоча ширина каналу – 165 мм. Подача вихідного насіннєвого матеріалу становила в середньому 10,05 кг/год·дм.

Згідно державного стандарту (ДСТУ 7160 – 2010) кондиційне насіння цибулі 1-2 репродукції повинно містити насіння основної культури не менше 98%, насіння бур'янів – не більше 0,2%, а насіння інших культурних рослин – не більше 0,2%. Схожість насіння цибулі повинна бути не нижчою 70%.

Результати сепарації насіннєвого вороху цибулі сорту Глобус за один прохід через удосконалений пневматичний сепаратор з нахиленим повітряним каналом наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати попереднього очищення насіннєвої суміші цибулі на удосконаленому пневматичному сепараторі з нахиленим повітряним каналом

Показники	Вихідний матеріал	Фракції				
		I	II	III	IV	V
Розподіл вихідної суміші за приймачами, кг	47,60	19,59	3,55	6,82	9,61	8,03
%	100	41,16	7,46	14,32	20,18	16,82
Вміст насіння цибулі, %	45,59	94,12	60,02	11,68	3,47	-
Маса 1000 насінин цибулі, г	2,06	3,72	2,80	1,14	0,78	-
Енергія проростання, %	31,86	57,24	56,72	24,13	3,04	-
Схожість насіння, %	44,75	78,24	72,26	41,81	5,78	-
Вміст насіння інших рослин %	0,19	0,44	0,12	0,04	-	-
Вміст насіння бур'янів %	0,42	0,21	0,74	0,42	0,64	0,52
шт./кг	2870	1820	3280	4660	14210	21000
Вміст грудочок ґрунту, %	11,82	3,91	17,00	28,02	14,82	11,47
Вміст легких домішків, %	41,98	1,32	19,12	59,84	81,07	88,01

Джерело: розроблено автором

Загальна маса вихідного матеріалу становила 47,6 кг. За один прохід через сепаратор до першого приймача відокремилось 19,59 кг насіннєвої суміші, що становить 41,16 % маси вихідного матеріалу. До цієї фракції відокремилось найбільш виповнене насіння основної культури. Маса його 1000 насінин становить 3,72 г, що на 1,66 г більше маси вихідного матеріалу. Енергія проростання цього насіння на 25,38 %

перевищує показник вихідного матеріалу і становить 57,24 %, а схожість – 78,24 %, що на 8,24 % перевищує навіть вимоги державного стандарту до кондиційного посівного матеріалу цибулі. Але за чистотою насінневої суміші цієї фракції не відповідає вимогам стандарту. В ній насіння основної культури складає лише 94,12 %, що на 3,88% менше вимог, а насіння інших рослин (переважно пшениці) перевищує більш ніж у 2 рази і становить 0,44 % від маси фракції. Вміст насіння бур'янів (переважно щиріці звичайної, гречишки беззквидної, мишію сизого та інших) теж на 0,01 % перевищує допустиму кількість і становить 1820 шт./кг, що на 1050 шт./кг менше ніж у вихідного матеріалу. До першої фракції також потрапили самі крупні грудочки ґрунту, які за масою становлять 3,91 % від загальної маси фракції. Легких домішок в цій фракції зменшилось в 31,8 рази, порівняно з вихідним матеріалом. Крупніші кусочки стебел, які потрапили в першу фракцію, становлять лише 1,32 % від маси фракції.

Таким чином, незважаючи на невідповідність насінневої суміші першої фракції вимогам стандарту до посівного матеріалу, аналіз показує, що її вміст включає переважну більшість найбільш якісного насіння цибулі, доведення якого до вимог стандарту цілком можливе на традиційних решітних сепараторах.

До другого приймача відокремилось 3,55 кг насінневої суміші цибулі, що становить лише 7,46 % від загальної маси вихідного матеріалу. Насіння цибулі в ній становить 60,02 % від маси фракції, що майже на 15 % більше ніж у вихідному матеріалі. Слід зазначити, що за посівними показниками насіння цибулі цієї фракції відповідає вимогам державного стандарту. Маса одного насіння становить 2,80 г, енергія проростання – 56,72 %, а схожість – 72,26 %. Одночасно до цієї фракції відокремилась значна кількість насіння бур'янів (більшість насіння щиріці звичайної, проса курячого, мишію сизого та іншого), яка становить 0,74 % від маси фракції, що на 0,32 % більше за вихідний матеріал. Також до другого приймача відокремилась значна кількість кусочків ґрунту середніх розмірів і плоских часток стебел (17,0 і 22,12 %, відповідно).

Незважаючи на великий вміст у другій фракції насіння основної культури та високі їх посівні показники для отримання кондиційного матеріалу цю фракцію доцільно додатково доочистити на удосконаленому пневматичному сепараторі з іншими установчими параметрами. Без цього отримана суміш складна для доробки не лише решітно-трієрними сепараторами, а і іншими спеціальними сепараторами.

До третього приймача відокремилось 14,32 % загальної маси вихідного матеріалу (6,82 кг). За всіма показниками якості насіння цибулі та чистоти вміст цієї фракції поступається навіть вихідному матеріалі. Вміст насіння основної культури в ній лише 11,68 %, маса 1000 насіння цибулі 1,14 г, що менше на 0,92 г від маси вихідного матеріалу. Енергія проростання насіння основної культури цієї фракції менша на 7,73 %, а схожість – на 2,94 % від показників насіння вихідної фракції.

Таким чином, за всіма показниками навіть очищене насіння цієї фракції в якості посівного матеріалу використовувати не доцільно.

Вміст четвертого приймача становить 20,18 % від маси вихідного матеріалу. Щупле, недозріле в оболонках суцвіть насіння основної культури в цій фракції становить лише 3,47 % від маси фракції. Основну частину цієї фракції становлять легкі домішки (81,07 %) та дрібні грудочки ґрунту (14,82%).

До п'ятого приймача насіння цибулі не відокремилось. Основною складовою цієї фракції є легкі домішки кусочків стебел та суцвіть, пиловидні частини ґрунту і щупле насіння бур'янів.

Таким чином, вміст III, IV і V фракцій, який становить 51,32 % від маси вихідного матеріалу, як посівний матеріал не має практичної цінності і подальше їх доочищення недоцільне.

Висновки. В результаті первинної обробки насіннєвого вороху цибулі, отриманого після машинного збирання насінників, на удосконаленому пневматичному сепараторі з нахиленим повітряним каналом змінної ширини, в якому формується нерівномірний по висоті повітряний потік відокремлено 48,62 % від маси вихідної суміші насіннєвого матеріалу, посівні властивості якого відповідають вимогам державного стандарту на посівний матеріал. Причому, вміст першого приймача, який становить 41,16 % від маси вихідного матеріалу, або 84,66 % від вмісту перших двох фракцій, традиційними решітно-трієрними сепараторами можна доочистити до вимог державного стандарту.

Насіннєву фракцію другого приймача необхідно додатково очищати на удосконаленому пневматичному сепараторі із зміненими параметрами повітряного потоку з метою додаткового відокремлення, в першу чергу, легких домішків.

Вміст третього, четвертого і п'ятого приймачів, що становить 51,32% від маси вихідного матеріалу, доцільно використати за іншим призначенням, що сприятиме як покращенню якості підготовленого посівного матеріалу, так і зниженню собівартості його підготовки.

Список літератури

1. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины. Москва: Машиностроение. 1974. 200 с.
2. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.3, розд. 7. Очистка і сортування насіння. Харків: Око, 2006. 407 с.
3. Михайлов А.Д., Шептур А.А., Обухов А.В. Лабораторные испытания вибрационного ударно-фрикционного сепаратора с малогабаритными деками. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. 2014. Вип. 148. С. 135-140.
4. Визначення раціональних параметрів вібраційної насіннєочисної машини для доочищення та сортування насіння капусти / А.Д. Михайлов, О.Б. Козій, С.П. Нікітін, О.А. Шептур. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. 2014. Вип. 148. С. 81-89.
5. Єрмак В.П. Обґрунтування способу сепарування насіння соняшника у повітряних потоках : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.05.11. Луганськ, 2003. 9 с.
6. Степаненко С.П. Дослідження процесу пневматичної сепарації насіння в кільцевому зигзагоподібному сепараторі. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. 2008. Вип. 75, Т.1. С. 59-65.
7. Степаненко С.П. Підвищення ефективності вібропневматичних сепараторів зерна: дис. ...канд. техн. наук: 05.05.11. Глеваха.: ННЦ «ІМЕСГ», 2008. 183 с.
8. Бакум М.В., Крекот М.М., Абдуєв М.М. Результати досліджень впливу регульованих параметрів на ефективність розділення насіннєвої суміші редиски пневматичним сепаратором з нахиленим каналом. *Механізація та автоматизація виробничих процесів: Вісник Сумського національного аграрного університету*. 2016. Вип. 10, Т.2. С. 67-71.
9. Васильковський О.М., Петренко Д.І. Підвищення ефективності повітряного очищення зерна. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2005. Вип. 35. С. 286-288.
10. Результати очищення насіннєвої суміші сої на пневматичному сепараторі / М.В. Бакум та ін. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2017. Вип. 180. С. 13-18.
11. Результати виробничих випробувань пневматичного сепаратора на розділенні насіннєвих сумішей кропу / М. В. Бакум та ін. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2016. Вип. 173. С. 104-109.

References

1. Kozhukhovskyy, Y.E. (1974). *Zernoochystitel'nye mashyny [Grain cleaning machines]*. Moscow: Mashynostroenye [in Russian].
2. Zayika, P.M. (2006). *Teoriya sil's'kohospodars'kykh mashyn [The theory of agricultural machines]*. Kharkiv: Oho [in Ukrainian].
3. Mykhaylov, A.D., Sheptur, A.A. & Obykhvost, A.V. (2014). Laboratornye yspytanyia vybratsyonnoho udarno-fryktsyonnoho separatora s malohabarytnymy dekami [Laboratory tests of vibration shock-friction separator with small-sized decks]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu im. P. Vasylenka – Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture. Petro Vasilenko, Vol. 148*, 135-140 [in Russian].
4. Mykhaylov, A.D., Koziy, O.B., Nikitin, S.P. & Sheptur, O.A. (2014). Vyznachennia ratsional'nykh parametriv vibratsiynoi nasinnyechysnoi mashyny dlia doochyshchennia ta sortuvannia nasinnyia kapusty [Determination of rational parameters of vibrating seed cleaning machine for purification and sorting of cabbage seeds]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu im. P. Vasylenka – Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture. Petro Vasilenko, Vol. 148*, 81-89 [in Ukrainian].
5. Yermak, V.P. (2003). *Obgruntuvannia sposobu separuvannia sonyashnyka u povitryanykh potokakh [Substantiation of the method of separation of sunflower in air streams]*. Lugansk [in Ukrainian].
6. Stepanenko, S.P. (2008). Doslidzhennia protsesu pnevmatichnoi separatsii nasinnyia v kil'tsevomu zyzhahopodibnomu separatori [Investigation of the process of pneumatic seed separation in a circular zigzag separator]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu im. P. Vasylenka – Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture. Petro Vasilenko, Vol.75*, 59-65 [in Ukrainian].
7. Stepanenko, S.P. (2008). *Pidvyshchennia efektyvnosti vibropnevmatichnykh separatoriv zerna [Improving the efficiency of vibropneumatic grain separators]*. Glevakha: IMESG [in Ukrainian].
8. Bakum, M.V., Krekot, M.M. & Abduev, M.M. (2016). Rezul'taty doslidzen' vplyvu rehulyuval'nykh parametriv na efektyvnist' rozdilennia nasinnyevoyi sumishi redysky pnevmatichnym separatorom z nakhylenym kanalom [The results of studies of the influence of adjusting parameters on the efficiency of separation of radish seed mixture with a pneumatic inclined channel separator]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu im. P. Vasylenka – Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture. Petro Vasilenko, Vol.10*, 67-71 [in Ukrainian].
9. Vasylovskiy, O.M. & Petrenko, D.I. (2005). Pidvyshchennia efektyvnosti povitryanoho ochyshchennia zerna [Increasing the efficiency of grain air cleaning] *Zahalnodozhavyi mizhvidomchyi naukovotekhnichnyi zbirnyk KNTU. Vol. 35*. 286–288 [in Ukrainian].
10. Bakum, M.V., Krekot, M.M., Sheptur, O.A., Abduev, M.M., Sinyayeva, O.V. & Tsyba, M.V. (2017). Rezul'taty ochyshchennia nasinnyevoyi sumishi soyi na pnevmatichnomu separatori [The results of purification of soybean seed mixture on a pneumatic separator]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu im. P. Vasylenka – Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture. Petro Vasilenko, Vol.180*. 13-18 [in Ukrainian].
11. Bakum, M.V., Krekot, M.M., Abduev, M.M., Votchenko, O.S., Sinyayeva, O.V. & Tsyba, M.V. (2016). Rezul'taty vyrobnychkykh vyprobuvan' pnevmatichnoho separatora na rozdilenni nasinnyevykh sumishey kropu [Results of production tests of a pneumatic separator on the separation of seed mixtures of dill]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu im. P. Vasylenka – Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture. Petro Vasilenko, Vol.173*. 104-109 [in Ukrainian].

Mykola Bakum, Prof., Ph.D., **Mykola Krekot**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Magomed Abduev**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Petro Vasilenko Kharkiv National Technical University of Agriculture, Kharkiv, Ukraine

Production Testing of a Pneumatic Separator on Pre-cleaning of Seed Mixed Onions

The arid summer of 2019 significantly complicated the cultivation of crops. This is especially true for crops of medium and late ripening. These crops include most vegetable crops. Weather conditions caused a significant decrease in seed yield and a decrease in their sowing qualities. In addition, they contributed to the drying of stems and inflorescences during the harvesting period. Machine cleaning of such testes leads to the ingress of a significant amount of crushed stems and inflorescences of different sizes into the seed material. Most of them are lighter from the seeds of the main crop. They mainly comprise light impurities of the obtained seed material. A large number of light impurities reduces the flowability of seed material. This significantly reduces the effectiveness of traditional methods of post-harvest processing of seed material.

The aim of the work is to study the features of using an improved pneumatic separator with a tilted channel in the preliminary cleaning of fine seed mixtures with a high content of light impurities.

Presented are the results of production tests of a modernized pneumatic separator with an adjustable width of the separating channel for preliminary cleaning of onion seed mixture with a high content of light impurities. As a result of the primary processing of onion seed heap obtained after mechanized harvesting of testes on an improved pneumatic separator, 48.62% of the weight of the initial mixture, seed material, the sowing properties of which meet the requirements of the standard for seed, is purified. At the same time, the content of the first receiver, which is 41.16% of the mass of the starting material, or 84.66% of the content of the first two fractions, can be cleaned up to the requirements of the standard by traditional seed cleaning machines. The seed fraction of the second receiver must be further cleaned on an advanced pneumatic separator with modified air flow parameters in order to additionally separate, especially light impurities. The content of the third, fourth and fifth receivers is 51.32% of the mass of the source material, it is advisable to use it for another purpose, which will contribute both to improving the quality of the prepared seed and to reduce the cost of its preparation.

seed mixture, onion seed, air flow, cleaning, sorting

Одержано (Received) 25.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 28.11.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК. 621.436.068

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.25-33>

И.И. Бешлягэ, доц., канд. техн. наук, Л.Г. Малай, доц., канд. техн. наук, В.Ф. Горобец, доц., канд. техн. наук

Государственный аграрный университет Молдовы, г. Кишинёв, Молдова

e-mail: i.besleaga@uasm.md, leondanus@mail.ru, gorobet@uasm.md

Опыт использования альтернативного топлива в автомобилях и его воздействие на окружающую среду

В работе представлено описание результатов экспериментальных исследований экологических характеристик двигателя с воспламенением от сжатия, работающего на альтернативных видах топлива (дизельное топливо, биодизельное топливо в смеси с дизельным топливом, чистое биодизельное топливо и чистое рапсовое масло). Приведены результаты определения выделения дыма при работе двигателя с различными видами топлива, выброса CO₂, CO и CH в выхлопных газах в зависимости от мощности двигателя. Изложены выводы и рекомендации по снижению вредных выбросов от работы двигателя на дизеле и биодизеле в атмосферу.

дизельное топливо, эмиссия ГЭС, углеводороды, метилы, оксид углерода, мото-час, масло двигателя, физико-химические параметры

І.І. Бешляге, доц., канд. техн. наук, Л.Г. Малай, доц., канд. техн. наук, В.Ф. Горобец, доц., канд. техн. наук

Державний аграрний університет Молдови, м. Кишинів, Молдова

Досвід використання альтернативного палива автомобілями та його вплив на навколишнє середовище

У роботі представлено опис результатів експериментальних досліджень екологічних характеристик двигуна із запалюванням від стиснення, що працює на альтернативних видах палива (дизельне паливо, біодизельне паливо в суміші з дизельним паливом, чисте біодизельне паливо і чисте рапсове масло). Наведено результати визначення виділення диму при роботі двигуна з різними видами

палива, викиду CO₂, CO і CH у вихлопних газах в залежності від потужності двигуна. Викладено висновки і рекомендації щодо зниження шкідливих викидів від роботи двигуна на дизелі і біодизелі в атмосферу.

дизельне паливо, емісія ГЕС, вуглеводні, метил, оксид вуглецю, мото-година, масло двигуна, фізико-хімічні параметри

Постановка проблемы. Анализ типов возобновляемых источников энергии (см. также wikipedia.org) по формам энергии, возникающим в результате естественных возобновляемых процессов, в которых производственный цикл происходит в периоды времени, сопоставимые с периодами потребления, в начале рейтинга находятся ветровая и гидравлическая энергия. Использование биомассы, которая, в свою очередь, составляет растительный природный компонент как форму сохранения солнечной энергии в химической форме, является одним из самых популярных и универсальных ресурсов на Земле. В настоящее время топливо, полученное из биомассы, имеет широкий спектр применения: от обогрева помещений до производства электроэнергии и топлива в качестве альтернативного биотоплива для заправки транспортных средств [1].

Использование биомассы имеет большое будущее в качестве биотоплива при его использовании в качестве топлива для автомобилей с целью замены нефти, поскольку Молдова – это страна, в которой нет месторождений биогенного происхождения, таких как: уголь, природный газ или нефть. Еще одной причиной замены нефтяного топлива может стать цена на нефть, которую с каждым годом становится все сложнее контролировать. Новый метод получения альтернативных видов топлива будет состоять в том, чтобы заменить обычные ископаемые виды топлива топливами из возобновляемых источников, вытекающими из определения возобновляемых ресурсов – сырья, которое можно постоянно восстанавливать. Этот процесс уже начался с постепенной замены обычного и альтернативного топлива (биотопливо). Биотопливо получают из природных липидов, таких как животные жиры или новые, или использованные растительные масла, в процессе промышленной этерификации и переэтерификации.

В Республике Молдова чаще всего в качестве сырья используется рапсовое масло для получения биотоплива, так как особое значение уделяется масличным культурам. Получение биотоплива из рапсового масла в республике во многом основывалось на опыте государств Европейского Союза (ЕС). Законодательная база Республики Молдова описана Законом №. 160 от 12 июля 2007 г. «Закон о возобновляемых источниках энергии», впоследствии измененный в соответствии с Законом №. 10 от 26.02.2016: «Закон о продвижении использования энергии из возобновляемых источников», необходимый для применения Директивы 2009/28 / ЕС Европейского парламента и Совета от 23 апреля 2009 года о продвижении использования энергии из возобновляемых источников, внесении изменений и последующей отмены Директив 2001/77 / ЕС и 2003/30 / ЕС, опубликованном в Официальном Журнале Европейского Союза №. L 140 от 5 июня 2009 г. [2]; после которого Закон об Энергоэффективности № 142 от 02.07.2010, а также создание Агентства по Энергоэффективности Постановлением Правительства (ПП) №. 1173 от 21.12.2010, ответственных за внедрение государственной политики в области энергоэффективности и возобновляемых источников энергии [3].

Для уменьшения зависимости от импорта энергетических ресурсов и отрицательного воздействия энергетического сектора на климатические изменения была утверждена Национальная Программа по Энергоэффективности на 2011-2020 годы Постановлением правительства №. 833 от 10.11.2011. Для решения существующих

задач в области энергетики в 2013 году были утверждены Национальный План мероприятий в области энергоэффективности на 2013-2015 годы (ПП № 113 от 07.02.2013) и Национальный План мероприятий в области энергетики из возобновляемых источников на 2013-2020 годы - НПМЭВИ (ПП № 1073 от 27.12.2013) [4].

Основными задачами Национальной Программы по Энергоэффективности на 2011-2020 годы для достижения поставленной цели являются:

- повышение эффективности мирового потребления первичной энергии на 20%;
- увеличение доли возобновляемых источников энергии до 20%;
- увеличить долю биотоплива до 10% от общего объема используемого топлива;
- сокращение выбросов парниковых газов как минимум на 25% по сравнению с базовым 1990 годом.

Для достижения этих целей необходимо подготовить и утвердить программу, которая будет включать все аспекты, связанные с производством и использованием биотоплива из рапсового масла.

Анализ последних исследований и публикаций. Исследованию работы двигателей на биотопливе посвящены работы многих ученых [5-9]. Сжигание биотоплива происходит так же, как и дизельного топлива, но оно не способствует «парниковому эффекту» из-за замкнутого цикла рециркуляции масел и газов, образующихся в результате сгорания. Выбросы отработанных газов намного более благоприятны, чем у дизеля, за исключением NO_x . Это исключение связано с содержанием молекулярного кислорода в растительном топливе. Биотопливо не производит плотный черный дым по сравнению с дизельным топливом [10].

Еще одна возможность для выгодного использования удельного веса биотоплива до 10% от общего объема, используемого в качестве альтернативного топлива для двигателей с воспламенением от сжатия, описанного путем сокращения выбросов парниковых газов, заключается в том, что они являются нейтральными с точки зрения воздействия парникового эффекта. Топливо считается нейтральным, когда в атмосфере нет избытка CO_2 при его сжигании. Биотопливо считается нейтральным, потому что при его сжигании выделяется такое же количество двуокиси углерода, которое было фотосинтетический закреплено растениями, когда было произведено растительное сырье, из которого было получено биотопливо.

Постановка задания. В представленной работе задачами исследования в области экологических показателей являются следующие:

- изучение общего выброса выхлопных газов двигателя с воспламенением от сжатия, включая углеводороды (CH), окись углерода (CO), двуокись углерода (CO_2) и выбросы твердых частиц и другие нисы, образующиеся в результате сжигания топлива, рассматриваемые как канцерогены;
- получение данных о выбросах загрязняющих веществ для различных нагрузок и скоростей двигателя при использовании дизельного топлива, биотоплива в смеси с дизельным топливом, чистого биотоплива и чистого рапсового масла.

Изложение основного материала. Испытания проводились на факультете «Аграрная Инженерия и Автотранспорт», на кафедре «Инженерия Автотранспорта и Тракторов» с использованием электрического тормозного стенда КИ 13638 ГОСНИТИ (ГОСТ 18509-88). Двигатель, используемый для испытаний, 4D 125/110 - это дизельный двигатель с прямым впрыском. Характеристики двигателя приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Характеристика двигателя, используемого для испытаний на стенде

№	Характеристика	Значения
1.	Индикатив	D-241L
2.	Охлаждение	жидкость
3.	Емкость, дм ³	4,75
4.	Внутренний диаметр x ход поршня, (мм x мм)	110 x 125
5.	Количество цилиндров	4 в ряд
6.	Порядок впрыска	1-3-4-2
7.	Тип впрыска	прямой
8.	Напор впрыска, МПа	17,5
9.	Инжектор с 4 отверстиями: - диаметр отверстий, мм	0,23-0,34
10.	Соотношение сжатия	16,0
11.	Максимальная мощность, кВт (л.с.)	51,54 (70)
12.	Максимальная мощность, мин ⁻¹	2100
13.	Максимальный момент, нм	270
14.	Максимальный момент, мин ⁻¹	1400
15.	Удельный расход топлива, г/кВт ч	252

Для получения данных о выбросах загрязняющих веществ при различных нагрузках и оборотах двигателя использовали в качестве топлива: дизельное топливо (ГОСТ 305-82), смеси дизельного топлива с биотопливом в следующих соотношениях: 80/20 / (B20), 50/50 (B50), 25/75 (B75), 0/100 чистое биотопливо (B100) и чистое рапсовое масло. Данные, получены в ходе испытаний на стенде на разных уровнях нагрузки двигателя. Для каждого измерения были установлены скорости вращения коленчатого вала: 1000, 2100 мин⁻¹; нагрузка на двигатель: 0; 25%; 50%; 75%; 86% Р_{ен}.

Топливные смеси были приготовлены в гравиметрических пропорциях из одной контрольной партии – биотоплива и дизельного топлива. Биотопливо получено по технологии переэтерификации рапсового масла с метанолом и базовым катализатором [11]. Характеристики исследуемого топлива приведены на рис. 1.

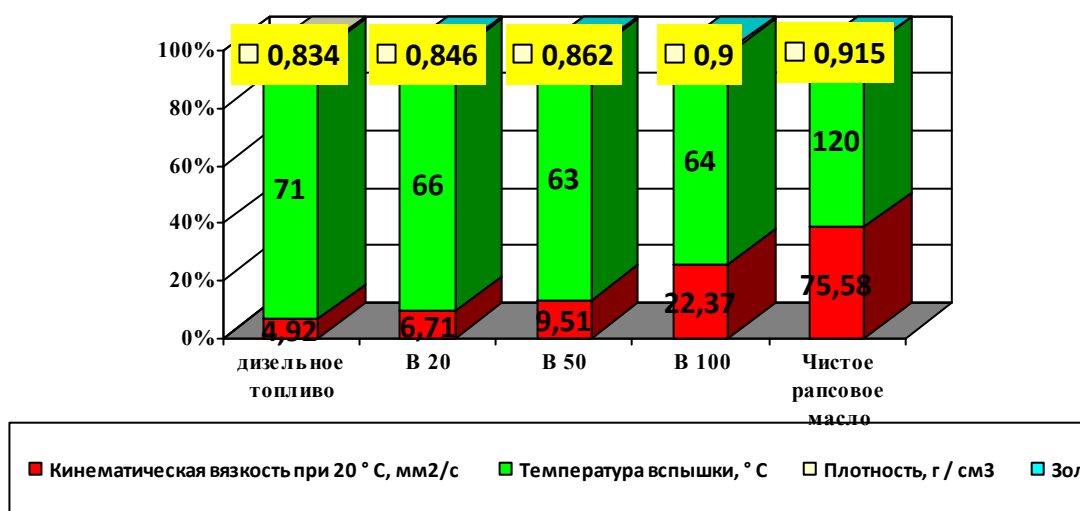


Рисунок 1 – Качественные характеристики изучаемых видов топлива

Источник: разработано авторами

Анализ физико-химических свойств рапсового масла показал, что оно, в свою очередь, существенно отличается от свойств дизельного топлива и, в частности, дизельных топливных смесей с биотопливом.

Основным параметром, характеризующим свойства впрыска топлива, является его вязкость. Чем больше значение, тем хуже тонкость распыления и качество масла, горящего в двигателе. Одним из способов снижения вязкости масел может быть смешивание их с дизельным топливом или их нагревание. Для проведения экспериментов был разработан и изготовлен электрический нагреватель автоматического типа для нагрева рапсового масла (температура 75-80 ° C) до момента его распада в двигателе.

Измерение газовых выбросов требует одновременного мониторинга газовых и твердых частиц. Выхлопные газы анализировали на содержание углеводородов, CO, CO₂ и выбросов дыма с помощью анализатора CARTEC CET-2000 (произведенного в Германии) в соответствии с SAE J 1003.

Исходя из целей исследования в области экологических показателей путем изучения общих выбросов выхлопных газов двигателя зажигания при сжатии, работающего на растительных маслах и их производных в качестве альтернативного топлива, описывается их влияние на выбросы выхлопных газов.

Результаты проведенных экспериментальных исследований подчеркивают экологические характеристики двигателя прямого впрыска D-241L, работающего на различных видах топлива.

Как упоминалось в его работе [12] при нагревании масел или жиров, образуются летучие соединения, такие как альдегиды и кетоны. На стендовых испытаниях двигателя, заправленного рапсовым маслом и смесями дизеля и биотоплива, ощущается специфический запах горящего жира, что объясняется наличием ненасыщенных альдегидов (акролеина).

Дизельные двигатели при работе в режиме ниже стехиометрического предела (до 50%) выделяют очень небольшое (или вовсе не выделяют) содержание угарного газа, что связано с оптимизацией его функции в зависимости от предела выбросов черного дыма (частицы не сгоревшего углерода). Дизельный двигатель соответствует эффективной работе, а бензиновый двигатель имеет тенденцию к увеличению мощности. Появление черного дыма в обоих типах двигателей описывает низкое содержание кислорода в двигателе, то есть богатую смесь, таким образом, интенсивное загрязнение [13].

Эмиссия состоит из дисперсии частиц различных размеров, состоящих из углеродистых веществ различных размеров с большой нестабильностью. Полученные результаты (рис. 2) показывают, что при изменении оборотов двигателя выделение дыма (прозрачность выхлопных газов) изменяется несущественно и изменяется в пределах: при оборотах 1000 мин⁻¹ – 80-85% и при оборотах от 2100 мин⁻¹ – 83-84%. Тип топлива существенно не влияет на процесс задымления двигателя.

Выброс CO₂ не классифицируется как вредный загрязнитель, но по существу способствует «парниковому эффекту», описанному как естественный процесс, при котором атмосфера Земли сохраняет часть энергии, посылаемой Солнцем на Землю, нагревая Землю в достаточной степени, чтобы создать благоприятную для жизни среду. Концентрация CO₂ зависит от режима работы двигателя и прямо пропорциональна расходу топлива, который характеризует нагрузку двигателя (рис. 3).

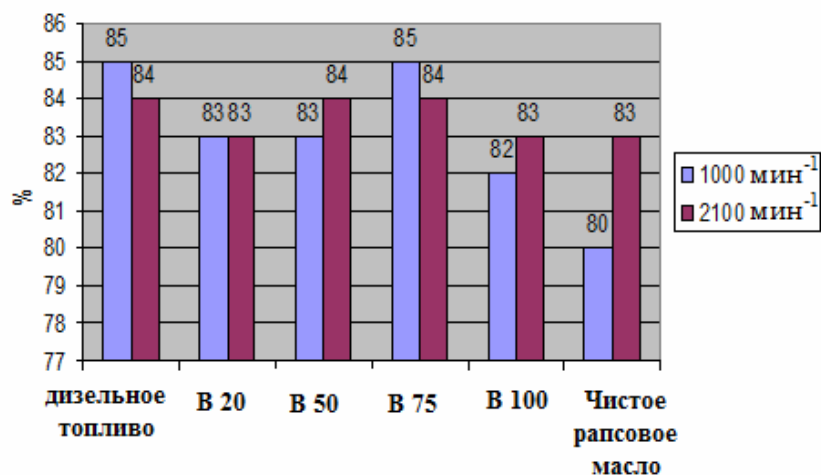
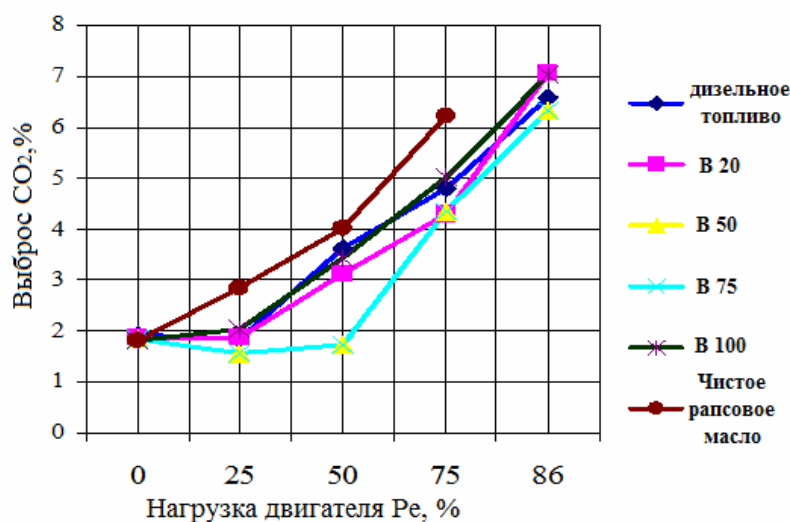


Рисунок 2 – Выделение дыма при работе двигателя с различными видами топлива

Источник: разработано авторами

Рисунок 3 – Выброс CO₂ в выхлопных газах в зависимости от мощности двигателя

Источник: разработано авторами

При увеличении нагрузки на двигатель от 0 до 86% для всех исследованных видов топлива выброс CO₂ увеличивается в 3,0-3,5 раза. Более значительное увеличение было установлено в работе двигателя на чистом рапсовом масле. Любое снижение уровня выбросов CO₂ связано с уменьшением расхода топлива (нагрузка на двигатель). Чистое биотопливо обеспечивает снижение выбросов CO₂ в 1,88 раза по сравнению с дизельным двигателем с нагрузкой до 50%.

Выброс CO, который образуется при неполном сгорании топливной смеси в камере сгорания двигателя при увеличении ее нагрузки, уменьшается. При нагрузке двигателя 75% Выброс CO снижается в 3 - 3,5 раза по сравнению с холостым ходом, что обусловлено более полным сгоранием топливной смеси (рис. 4).

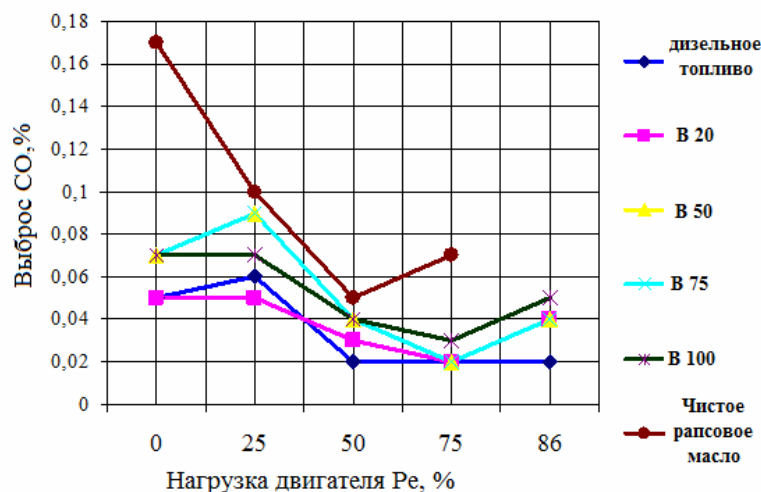


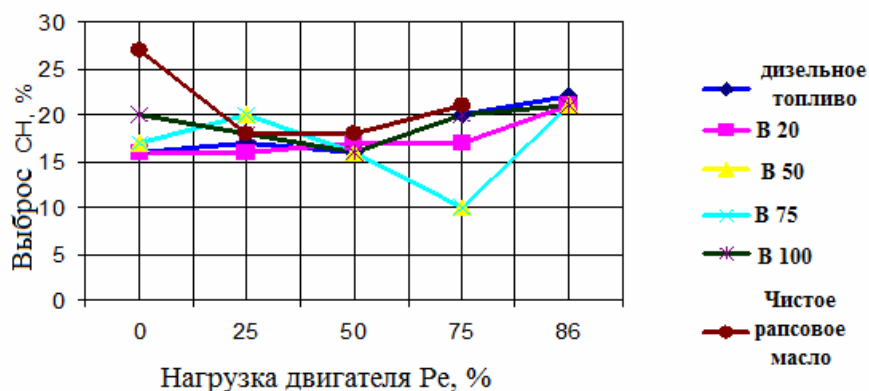
Рисунок 4 – Виброс CO в вихлопних газах в залежності від навантаження на двигач

Источник: разработано авторами

При роботі двигача на чистому рапсовому маслі концентрація CO вище, що характеризує процес неповного згорання паливної суміші (рапсове масло - воздух).

Біотопливо і суміші солярки з біотопливом забезпечують зниження вибросов CO до 75% P_e від навантаження двигача. При навантаженні двигача більше 75% P_e відчувається підвищення концентрації CO в вихлопних газах двигача в зв'язі з тим, що з збільшенням расхода палива процес згорання погіршується.

Виброс CH_4 , як правило, залежить від виду палива і від способу протікання процесу згорання палива в камері згорання двигача. Дані, представлені на рис. 5. показує нам, що чисте біотопливо згорає більш повно по порівнянню з іншими вивченими видами палива і забезпечує зниження вибросов вуглеводородов при навантаженні в 75% P_e в 1,11 рази по порівнянню з соляркою.

Рисунок 5 – Виброс CH_4 в вихлопних газах в залежності від навантаження двигача

Источник: разработано авторами

Выводы:

1. Фізико-хімічні властивості рапсового масла суттєво відрізняються від властивостей солярки і досліджуваних сумішей дизеля з біотопливом. Во-перших, високої в'язкістю, яка визначає тонкість розпилення і якість масла, горючого в двигачі.

2. Экспериментальные данные подтверждают, что рапсовое масло не рекомендуется длительное время использовать в двигателях с прямым впрыском, поскольку масло не сгорает полностью.

3. Для использования рапсового масла в качестве топлива для дизельных двигателей с прямым впрыском, необходимы некоторые модификации в их конструкции.

4. Выброс дыма был практически одинаковым для всех изученных видов топлива в скоростных режимах 1000 мин⁻¹ и 2100 мин⁻¹.

5. При работе двигателя на чистом рапсовом масле газовая фаза выбросов выше по сравнению с другими видами топлива, которые характеризуют ухудшение процесса сгорания топливной смеси (рапсовое масло - воздух).

6. Биотопливо и смеси солярки с биотопливом обеспечивают снижение выбросов CO и CH в выхлопных газах при нагрузке двигателя в 75% Pe.

Список литературы

1. Синяк Ю.В. Альтернативные топлива и технологии в автомобильном транспорте. URL: <https://ecfor.ru/wp-content/uploads/2018/09/alternativnye-motornye-topliva-avtotransport-sinyak-yu-v.pdf> (дата обращения: 10.09.2019)
2. Access to European Union law. URL: <https://eur-lex.europa.eu/>
3. Закон возобновляемой энергии: №. 160-XVI от 12 июля 2007. В: Официальный монитор Республики Молдова. 2007. №. 127-130. С. 22-27.
4. Перспективы развития области возобновляемых источников энергии в Молдове. AVA: веб-сайт. URL: <https://ava.md/2017/02/14/perspektivy-razvitiya-oblasti-vozobnovlyaemyh/> (дата обращения: 18.09.2019)
5. Agarwal A.K., Bijwe J., Das. L.M. Effect of biodiesel utilization of wear of vital parts in compression ignition engine. Indian Institute of Techlogy. Kanpur. India. Trans. ASME, J.Eng. Gas Turbines and Power. 2003. Vol. 125, №2. P. 604-611.
6. Про можливості пристосування тракторного дизеля для роботи на біопаливі / Анісімов В.Ф. та ін. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки.* 2012. №10, Т. 1 (58). С. 317-323.
7. Деянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей: монография. Москва: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ. 2007. 340 с.
8. Левтеров А.М., Мараховський В.П., Савицький В.Д. Вивчення впливу моторних властивостей біопалива на енергоекологічні характеристики дизельного двигуна. *Автомобильный транспорт.* 2012. Вып. 31. С. 57-61.
9. Чуба В.В. Особливості роботи двигуна на дизельному біопаливі. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки.* 2011. №8. С. 126-132.
10. Бешлягэ И. Использование биотоплива для питания дизельных двигателей. Ch.: Centrul Ed. al UASM, 2011. 111 с.
11. Лакустэ И., Бешлягэ И., Кишиньян В. Обоснование режимах получения биотоплива для дизельных двигателей. Материалы Конференции «Стратегии управления, инженерия и технологии в транспорте». Кишинёв, 2006. С.11-12.
12. Фрунзе О. Исследование экономической и экологической эффективности использования растительных масел для питания двигателя с воспламенением от сжатия. Брашов. 2005. 169 с.
13. Теоретические основы автомобилей / Лакустэ И. др. Кишинёв: Print-Caro. 2018. 226 с

References

1. Sinjak, Ju.V. (2015). Al'ternativnye topliva i tehnologii v avtomobil'nom transporte [Alternative fuels and technologies in automobile transport]. *ecfor.ru*. Retrieved from <https://ecfor.ru/wp-content/uploads/2018/09/alternativnye-motornye-topliva-avtotransport-sinyak-yu-v.pdf> [in Russian].
2. Access to European Union law. *eur-lex.europa.eu*. Retrieved from <https://eur-lex.europa.eu/> [in English].
3. Zakon vozobnovlyaemoy energii [The law of renewable energy] (2007). Ofitsialnyi monitor Respubliki Moldova [in Russian].
4. Перспективы развития области возобновляемых источников энергии в Молдове. AVA: веб-сайт. Retrieved from <https://ava.md/2017/02/14/perspektivy-razvitiya-oblasti-vozobnovlyaemyh/>

5. Agarwal, A.K., Bijwe, J. & Das, L.M. (2003) Effect of biodiesel utilization of wear of vital parts in compression ignition engine. Indian Institute of Techlogy. Kanpur. India. Trans. ASME, JEng. Cas Turbines and Power. Vol. 125. №2. 604-611 [in English].
6. Anisimov, V. F., Muzychuk, V. I., Piasetskyi, A. A., Riaboshapka, V. B. & Melnychuk, S. Ya. (2012). Pro mozhlivosti prystosuvannya traktornoho dyzelia dlia roboty na biopalyvi [About the availability of tractor diesel engine for robot on biopali]. *Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Serii: Tekhnichni nauky, №10, Vol. 1 (58)*, 317-323 [in Ukrainian].
7. Devyanin, S.N., Markov, V.A., Semenov, V.G. (2007). Rastitelnyie masla i topliva na ih osnove dlya dizelnyih dvigateley [Vegetable oils and fuels based on them for diesel engines]. Moscow: Izdatelskiy tsentr FGOU VPO MGAU [in Russian].
8. Lievtierov, A.M., Marakhovskiy, V.P. & Savytskyi, V.D. (2012). Vyvchennia vplyvu motornykh vlastyvostei biopalyva na enerhoekolohichni kharakterystyky dyzelnoho dvyhuna [The study of the effect of motor properties of biofuels on the energy and environmental performance of a diesel engine]. *Avtomobilnii transport, Vol. 31*, 57-61 [in Ukrainian].
9. Chuba, V.V. (2011). Osoblyvosti roboty dvyhuna na dyzelnomu biopalyvi. [Features of engine operation on diesel biofuels]. *Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Serii: Tekhnichni nauky, №8*, 126-132 [in Ukrainian].
10. Beshlyage I. (2011). *Ispolzovanie biotopliva dlya pitaniya dizelnyih dvigateley [Using biofuels to power diesel engines]*. Ch.: Centrul Ed. al UASM [in Russian].
11. Lakuste, I., Beshlyage, I. & Kishnichyan, V. (2006). Obosnovanie rezhimakh polucheniya biotopliva dlya dizelnyih dvigateley [Substantiation of biofuel production modes for diesel engines]. Materialy i Konferentsii «Strategi upravleniya, inzhineriya i tehnologii v transporte». Kishiniov. 11-12. [in Russian].
12. Frunze, O. (2005). *Issledovanie ekonomicheskoy i ekologicheskoy effektivnosti ispolzovaniya rastitelnyih masel dlya pitaniya dvigateli s vosplameneniem ot szhatiya [Study of economic and environmental efficiency of using vegetable oils for powering compression ignition engines]*. Brashov [in Russian].
13. Lakuste I. (2018). *Teoreticheskie osnovy avtomobiley [Theoretical foundations of cars]*. Kishiniov: Print-Caro. 2018.

Igor Bershliage, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Leonid Malai**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Vladimir Gorobet** Assoc. Prof., PhD tech. sci.

State Agrarian University of Moldova, Chisinau, Moldova

Experience of the Use of Alternative Fuels by vehicles and Its Effect on the Environment

The article is devoted to determining the main technological, operational and environmental characteristics of the operation of an internal combustion engine. Research was conducted using classic diesel, pure rapeseed oil, and a mixture of diesel and rapeseed oil in different proportions.

The article provides a methodology for experimental research of the main technological, operational and environmental characteristics of the operation of the D-241L direct injection engine on various types of fuel. The qualitative characteristics of the used fuel are described. In the first series of experiments, smoke emission indicators were determined during engine operation at 1000 rpm and 2100 rpm with various types of fuel. It was revealed that the operating mode does not significantly affect the formation of smoke. In the following series of experiments, studies were made of the formation of harmful gases depending on the engine load. The regularities of emissions of carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO₂) gases and hydrocarbon (CH) are determined when using various types of fuel. It was found that carbon dioxide emissions are minimal when using a mixture of diesel (25%) and rapeseed oil (75%) in all engine operating modes. The minimum emissions of carbon monoxide and hydrocarbon for this mixture are observed only when the engine is running with a load of 75%. The results obtained allow us to draw the following conclusions.

The physic-chemical properties of rapeseed oil differ significantly from the properties of diesel and mixtures. Rapeseed oil is not recommended for a long time to be used in engines with direct injection, since it does not completely burn out. To use rapeseed oil as a fuel for direct injection diesel engines, some modifications are required in their design. When the engine is running on pure rapeseed oil, the gas phase of emissions is higher compared to other types of fuel, which characterize the deterioration of the combustion process of the fuel mixture. Rapeseed oil and its mixture with a diesel engine reduce carbon monoxide and hydrocarbon emissions in exhaust gases at an engine load of 75%.

diesel fuel, hydroelectric power station emission, hydrocarbons, methyls, carbon monoxide, moto-hour, engine oil, physicochemical parameters

Одержано (Received) 29.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 05.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.362.33

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.34-42>

Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук, **І.О. Скриннік**, доц., канд. техн. наук,
О.В. Юрченко, асист.

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький,
 Україна*

e-mail: asbdv@ukr.net

Обґрунтування технологічних параметрів зернового сепаратора

Проведено аналіз існуючих типів зернових сепараторів. Встановлено взаємозв'язок властивостей псевдозрідженого шару і окремої зернини з конструктивними, кінематичними та аеродинамічними параметрами сепаратора. Враховано дію випадкової лобового тиску; пульсації повітряного потоку; ексцесу та асиметрії епюр тисків, відповідно, в повздовжньому та поперечному перетині пневматичного каналу; висоти розташування дільників зернового шару. Обґрунтовано граничні режими роботи сепаратора та верхню межу його продуктивності за умови досягнення максимального технологічного ефекту сепарації. Наведені експериментальні закономірності основних кінематичних та геометричних параметрів запропонованого сепаратора, які суттєво впливають на технологічні показники його роботи.

пневмоімпульсний сепаратор, густина, зерно, насіння, псевдозріджений стан, пульсуючий потік повітря, пульсатор, технологічний ефект сепарації

Д.В. Богатырев, доц., канд. техн. наук, **І.О. Скринник**, доц., канд. техн. наук, **О.В. Юрченко**, асист.

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницкий, Украина

Обоснование технологических параметров зернового сепаратора

Проведен анализ существующих типов зерновых сепараторов. Установлена взаимосвязь свойств псевдооживленного слоя и отдельной зерна с конструктивными, кинематическими и аэродинамическими параметрами сепаратора, при наличии факторов: случайного действия силы лобового давления; наличии пульсации воздушного потока; эксцесса и асимметрии эпюр давлений, соответственно, в поперечном и продольном сечении пневматического канала; высот установки делителей слоя. Обосновано предельные режимы работы сепаратора и верхнюю границу его производительности при достижении максимального технологического эффекта сепарации. Приведенные экспериментальные закономерности влияния основных геометрических и кинематических параметров предложенного сепаратора на технологические показатели его работы.

пневмоимпульсный сепаратор, плотность, зерно, семена, псевдооживленное состояние, пульсирующий поток воздуха, пульсатор, технологический эффект сепарации

Постановка проблеми. Післязбиральний обробіток зерна є однією з основних задач аграрного виробництва. Разом з повним очищенням зернового вороху від домішок одними з найважливіших ознак якості насінневого матеріалу є крупність та густина самих зернин. Багаторічними дослідженнями встановлено, що зернини з найбільшим значенням густини є найбільш зрілими фізіологічно. Значення густини має суттєвий вплив на наступні біологічні властивості насінневого матеріалу – на життєздатність, силу росту, енергію проростання та схожість зернини, кількість стебел та якість рослин. Зерна з високим значенням густини дають більшу кількість рослин, які розвиваються швидше, що у подальшому дозволяє отримати вищі врожаї. Аналіз впливу фізико-механічних та біологічних властивостей зернин вказує, що значення густини є однією з пріоритетних властивістю за якою необхідно проводити відбір [1-3].

Існує безліч технічних рішень устаткування для сепарації зерна за різними фізико-механічними властивостями, що корелюють зі значенням густиною [4-7]. Досвідом використання встановлено, що більшість з обладнання не забезпечують сучасні агротехнічні вимоги або є економічно не ефективними.

Нами встановлено, що одним з перспективних напрямків зниження енергоємності, трудомісткості, підвищення стійкості та якості процесу сепарації зерна за густиною є переведення насіннєвого шару в псевдозріджений стан, дослідження якого на сьогодні є актуальною проблемою [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Враховуючи біологічні та фізико-механічні властивості зернини, можна зробити висновок, що густина є однією з перспективних ознак, за якою доцільно проводити сепарацію [7-8]. Стан поверхні, колір, показник пружності, а також біологічні властивості; а саме: життєздатність, схожість, енергія проростання та сила росту знаходяться в прямій пропорційній залежності від густини, яка є показником кількості поживних, речовин що містяться в клітинах зернини, і відображає стан зародка в ендоспермі. Тобто чим вища густина, тим кращі вищезгадані показники і властивості зернини [4-5].

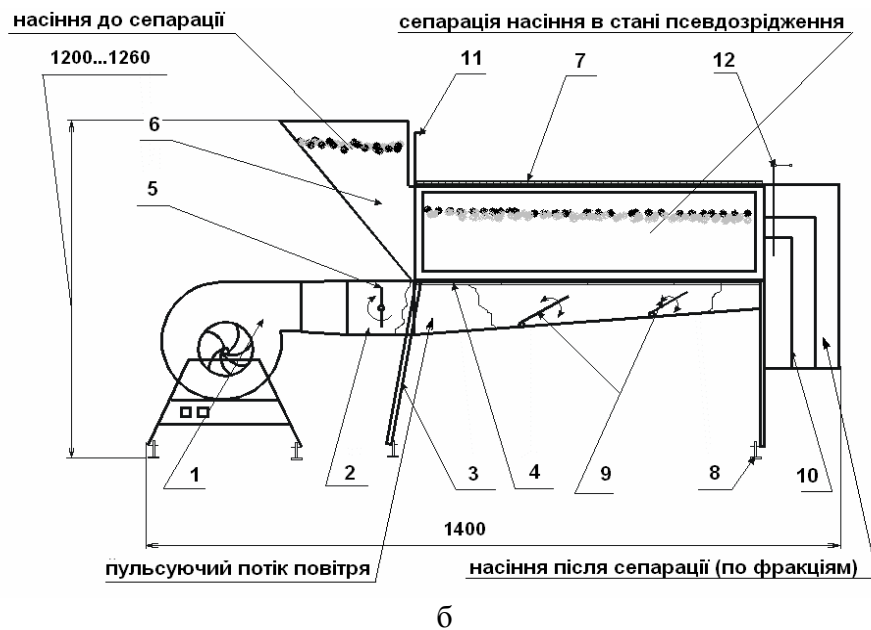
Аналітичний огляд конструкцій та технічних рішень робочих органів устаткування для сепарації за густиною показав, що одним пріоритетним напрямком для покращення якісних показників роботи є поділ зернового шару в стані псевдозрідження з подачею пульсуючого потоку повітря. Дане питання потребує проведення досліджень для визначення технологічних параметрів обладнання для ефективної сепарації зерна за густиною [4-6].

Постановка завдання. Враховуючи вищенаведені висновки сформульовану мету роботи: підвищення продуктивності та ефективності, зниженні енергоємності процесу сепарації зерна за густиною в стані псевдозрідження за допомогою пульсуючого потоку повітря.

Виклад основного матеріалу. Параметрами оптимізації процесу сепарації обрано наступні: продуктивність Q , кг/год ($Y_1=Q$) та технологічний ефект сепарації (TEC), % ($Y_2=TEC$). Для дослідження впливу на цільові функції окремих факторів та знаходження раціональних їх значень розроблено експериментальний сепаратор (рис. 1).



а



а – загальний вигляд сепаратора; б – функціональна схема сепаратора (1 – нагнітальна частина з блоком керування; 2 – пневматичний канал; 3 – рама; 4 – пориста (решето) перегородка; 5 – пульсатор зі змінним діаметром лопаті та приводом; 6 – бункер; 7 – решето для видалення повітря; 8 – регулятор кута нахилу пневматичного каналу; 9 – регульовані заслінки для зміни повітряного потоку; 10 – ділянки зернового шару; 11 – механізм для регулювання висоти шару зерна в пневматичному каналі; 12 – механізм регулювання висоти встановлення ділянок шару)

Рисунок 1 – Загальний вигляд (а) і схема (б) експериментального сепаратора

Джерело: розроблено автором

Для забезпечення найбільш сприятливих умов протікання процесу псевдозрідження потрібно щоб виконувалась умова [9-10]:

$$a \geq 30 \cdot d_e, \quad (1)$$

де a – ширина каналу, м; d_e – еквівалентний діаметр частки, м.

Висоту каналу можна визначити в залежності від початкової висоти h_0 та шпаруватості ε шару насіння [11-12]:

$$b = h_0 / \varepsilon. \quad (2)$$

Експериментально доведено [13], що робочу довжину каналу слід обирати в межах $L=0,5-1$ м, що дозволяє поєднати найкращі значення показників якості машини – продуктивність (Q) та технологічний ефект сепарації (TEC).

Частоту пульсації повітряного потоку, ω_n в залежності від густини зернини та довжини решета (перегородки) можна визначити за формулою:

$$\omega_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot \omega_{\phi}^T \cdot z}{L} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho + \rho_c} \right),$$

де ω_{ϕ}^T – табличне значення швидкості фільтрації для даного матеріалу при степені псевдозрідження $n \leq 2,5$ [10];

ρ, ρ_c – густина частки та середовища, кг/м³.

Наступним етапом підрахунку є визначення тиску, який повинен давати вентилятор P_6 для забезпечення процесу пневмоімпульсної сепарації насіння за густиною.

$$P_B = 1,1 \cdot (P_1 + P_2 + P_3 + P_4), \quad (3)$$

де P_1, P_2, P_3, P_4 – відповідно опір пульсатора, шару насіння, перегородки та втрати повітряної системи, кПа.

Опір шару насіння визначаємо за формулою [10]:

$$P_2 = g \cdot h \cdot (1 - \varepsilon) \cdot (\rho - \rho_c).$$

Блохін П.В. [9-10] запропонував наступну формулу для визначення опору перегородки в залежності від матеріалу та кількості шарів:

$$P_3 = f \cdot (\omega_\phi^T)^w, \quad (4)$$

де f і w – дослідні коефіцієнти з табл. 13 [9].

Опір пульсатора за формулою [3]:

$$P_1 = (\xi + k) \cdot (P_2 + P_3),$$

де ξ – коефіцієнт опору пульсатора в горизонтальному положенні [12];

k – коефіцієнт пропорційності, визначається за формулою $k = \frac{a_n \cdot D_n}{a \cdot b} \cdot |\sin(\omega_n \cdot t)|$, в

якій a_n – діаметр лопатевого колеса пульсатора, м;

D_n – ширина лопатевого колеса пульсатора, м.

Визначаємо втрати повітряної системи:

$$P_4 = k_1 \cdot (P_1 + P_2 + P_3), \quad (5)$$

де k_1 – коефіцієнт втрат повітря повітряною системою.

Для вибору типу вентилятора потрібно також знати витрати повітря сепаратором [9]:

$$q = 1,1 \cdot b \cdot L \cdot \omega_\phi^T. \quad (6)$$

Після вибору вентилятора згідно отриманих значень q та P_6 , слід зробити перевірку ступеню псевдозрідження [9-10]:

$$n = \frac{\omega_\phi}{\omega_{кр}} \leq 2,5, \quad (7)$$

де ω_ϕ – дійсна швидкість фільтрації, яку визначаємо за формулою [3]:

$$\omega_\phi = \sqrt{\frac{P_6}{\left((1 - \varepsilon) \cdot (\rho_3 - \rho_c) \cdot \left(1 + \frac{a_n \cdot D_n}{a \cdot b} \cdot \sin(\omega_n \cdot t) \right) + \rho_c \cdot k_m \cdot L \cdot \frac{(a + b)}{a \cdot b} \right)}},$$

$\omega_{кр}$ – критична швидкість псевдозрідження, при найбільшому опорі шару і в залежності від геометричних та фізико-механічних властивостей матеріалу, визначається за формулою [9, 11]:

$$\omega_{кр} = \frac{v}{d_e} \cdot \text{Re}_{кр},$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря;

$Re_{кр}$ – критичне значення числа Рейнольдса, яке знаходять як функцію від числа

Архімеда $Ar = \frac{g \cdot d_e^3}{\nu} \cdot \frac{\rho - \rho_c}{\rho_c}$, тобто $Re_{кр} = 0,0121 \cdot Ar^{0,66}$.

Висоту встановлення дільників h_d визначаємо за формулою [13]:

$$h_d = \frac{k_o \cdot h_0 \cdot \eta_j}{100\%},$$

де h_0 – початкова висота шару зерна в пневматичному каналі, м;

η_j – кількість зернин (j -ої фракції), %;

k_d – коефіцієнт висоти встановлення дільників, який враховує ступінь розширення шару

Потрібну потужність для псевдозрідження шару насіння розраховуємо за формулою (1.9):

$$N_n = 0,05 \cdot b \cdot L \cdot \omega_\phi \cdot \left(75,17^{\frac{h}{43,1}} \right).$$

Потужність на валу електродвигуна визначаємо за формулою [10]:

$$N_e = \frac{q \cdot P_s}{102 \cdot \eta},$$

де η – ККД приводу вентилятора.

Для роботи сепаратора потрібне виконання умови: $N_e \geq N_n$.

Технологічний ефект сепарації в залежності від фізико-механічних властивостей початкового матеріалу та параметрів машини можна визначити за формулою [13]:

$$TEC = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot \sum_{i=1}^3 E_i,$$

або

$$TEC = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot \sum_{i=1}^3 \frac{m_c \cdot g \cdot (\rho_i - \rho_c)}{\eta_{ef} \cdot \rho_c} \cdot (1 - e^{\omega_n \cdot t}) \cdot 100\%,$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує ступінь впливу коефіцієнта асиметрії епюр тиску повітряного потоку в повздовжньому перерізі пневматичного каналу S_k ;

k_2 – коефіцієнт, що враховує ступінь впливу ексцесу епюр тиску повітряного потоку в поперечному перерізі пневматичного каналу E_x ;

k_3 – коефіцієнт, що враховує вплив коефіцієнта висоти встановлення дільників k_d .

Значення уточнюючих коефіцієнтів k_1 - k_2 наведено в табл. 1.

Продуктивність сепаратора визначаємо за формулою:

$$Q = k_1 \cdot k_2 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho \cdot h_o \cdot V_{ox} \cdot a,$$

де V_c – середня швидкість руху матеріалу по поверхні перегородки, яку можна визначити за формулою:

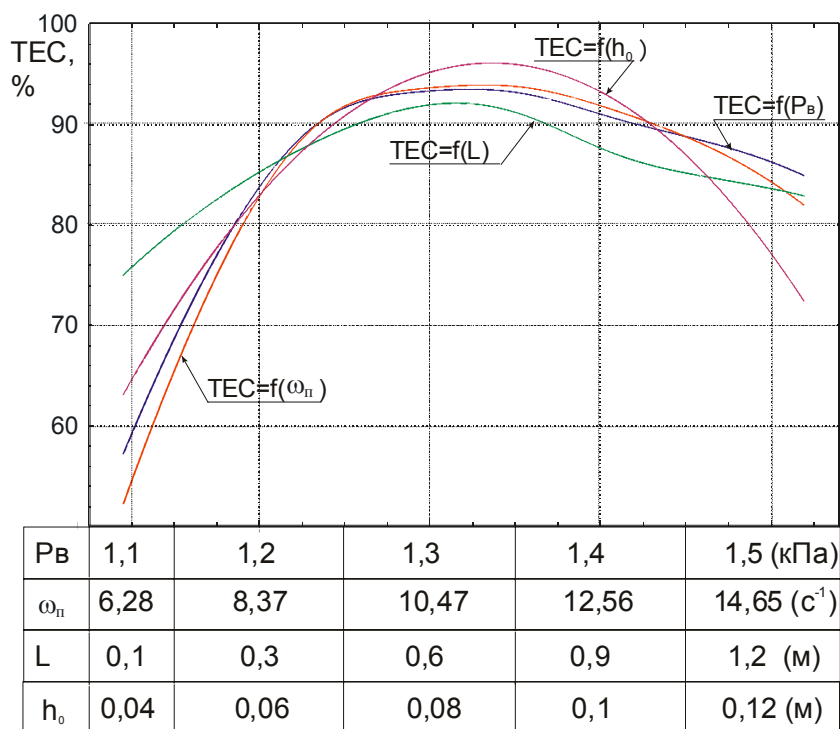
$$V_0 = \frac{4 \cdot \rho_c}{\rho + \rho_c} \cdot \omega_\phi \cdot \cos \alpha,$$

α – кут нахилу перегородки, град.

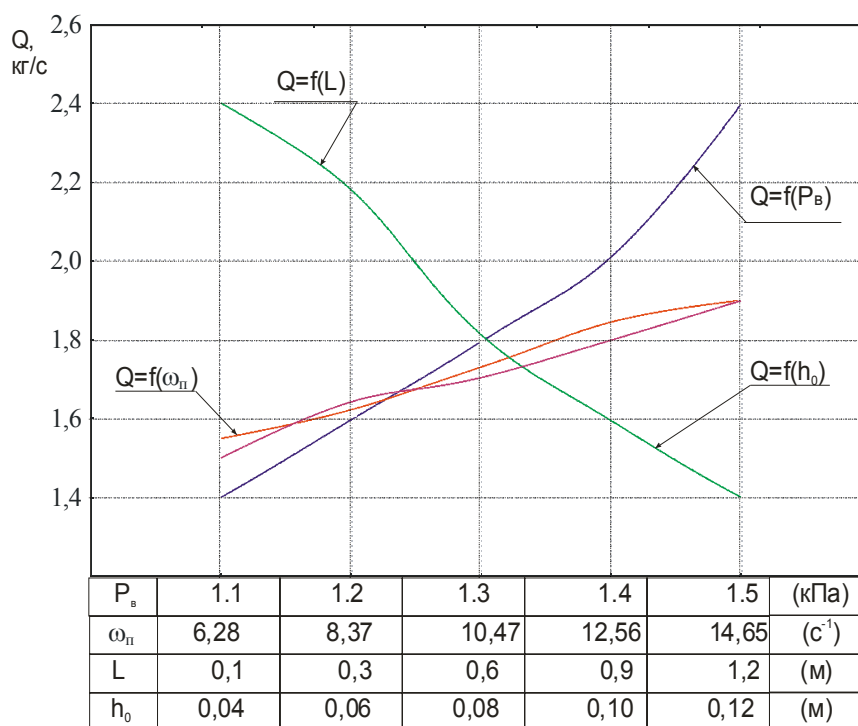
Таблиця 1 – Уточнюючі коефіцієнти впливу параметрів сепаратора на якісні показники роботи

Параметр	Значення	Позначення уточнюючого коефіцієнта	Уточнюючі коефіцієнти для	
			продуктивності	технологічного ефекту сепарації
Коефіцієнт асиметрії епюри тиску в повздовжньому перетині каналу	$S_k < 0$	k_1	0,96	0,94
	$S_k = 0$		0,99	0,97
	$S_k > 0$		1	1
Ексцес епюри тиску в поперечному перетині каналу	$E_x < 0$	k_2	1	1
	$E_x = 0$		0,96	0,90
	$E_x > 0$		0,93	0,85
Коефіцієнт встановлення дільників	$k_d = 0,8$	k_3	-	0,95
	$k_d = 1$		-	0,98
	$k_d = 1,2$		-	1

На рис. 3-4 наведено номограми для визначення продуктивності (Q) та технологічного ефекту сепарації (TEC) в залежності від параметрів сепаратора.

Рисунок 3 – Номограма для визначення технологічного ефекту сепарації TEC

Джерело: розроблено автором

Рисунок 4 – Номограма для визначення продуктивності Q

Джерело: розроблено автором

Висновки. На основі теоретико-експериментальних досліджень запропоновано методику розрахунку сепаратора з практичними рекомендаціями, які наведено у вигляді номограм і таблиць, для визначення параметрів сепаратора з позиції досягнення найвищих значень технологічного ефекту сепарації та продуктивності.

Список літератури

1. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. Теория и расчет машин, технология и автоматизация процессов / За ред. З.Л. Тица. М.: Машиностроение, 1967. 447 с.
2. До питання пневмогравітаційної сепарації зернових матеріалів / Котов Б.І. та ін. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. № 4. С. 51-55.
3. Петренко М.М., Сало В.М., Богатырьов Д. В., Скриннік І. О. Науково-технологічні основи очисного та сушильного зернового обладнання, що працює в стані псевдозрідження. Кіровоград: СПД ФОП Лисенко В.Ф., 2013. 212 с.
4. Нестеренко А.В., Лещенко С.Н., Петренко Д.И., Богатырев Д.В., Кислун О.А. Теоретическое обоснование качественных показателей процесса пневмосепарации для многоуровневого введения зерна. *Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture*. 2013, Vol.15, No. 2, С.93–98.
5. Нестеренко О. В., Лещенко С. М., Петренко Д. І. Дослідження нерівномірності повітряного потоку в пневмосепаруючому каналі при багаторівневому введенні зерна. *Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства імені Петра Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва»*. 2015. Вип. 156. С. 35-42.
6. Nesterenko O. V., Leshchenko S. M., Vasylovskiy O. M., Petrenko D. I. Analytical assessment of the pneumatic separation quality in the process of grain multilayer feeding. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 53, No.3. С. 65-70.
7. Котов Б.І., Степаненко С.П. Закономірності руху частинок в пневмогравітаційному сепараторі при змінній швидкості горизонтального повітряного потоку. *Сільськогосподарські машини*. 2016. Вип. 35. С. 40-45.
8. Бакум М.В., Крехот М.М., Абдуєв М.М. До обґрунтування ефективності використання пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом для попередньої сепарації насіннєвих

- сумішей петрушки. *Вісник ХНТУСГ*. 2010, 103, С. 267-274.
9. Блехман И.И., Гортинский В.В., Птушкина Г.Е. Движение частицы в колеблющейся среде при наличии сопротивления типа сухого трения. *Известия АН СССР (механика и машиностроение)*. 1963. Вып. 4. С.32-38.
10. Блохин П.В. Аэрогравитационный транспорт. М.: Колос. 1974. 120 с.
11. Гинзбург И.П. Аэрогазодинамика. М.: Высшая школа. 1966. 406 с.
12. Идельчик И.Е. Аэродинамика технологических аппаратов. М.: Машиностроение, 1983. С. 278-281.
13. Богатирьев Д.В., Петренко М.М. Експериментальні дослідження пневмоімпульсної сепарації за густиною. *Вісник ТДТУ*. 2005. Вип. 1. С. 23-34.

Referencis

1. Ticz, Z.L. (1967). *Mashiny dlya posleuborochnoy potochnoy obrabotki semyan. Teoriya i raschet mashin, tekhnologiya i avtomatizatsiya protsessov* [*Machines for post-harvest continuous seed treatment. Theory and calculation of machines, technology and process automation*]. Moscow: Vysshaya shkola [in Russian].
2. Kotov, B.I., Spirin, A.V., Tverdokhlib, I.V., Stepanenko, S.P. & Shvidya, V.O. (2017) Do pytannya pnevmohravitatsiynoyi separatsiyi zernovykh materialiv [On the issue of pneumogravity separation of grain materials] . *Tekhnika, enerhetyka, transport APK – Engineering, energy, transportation of agroindustrial complex*, 4, 51-55 [in Ukrainian].
3. Petrenko, M.M., Salo, V.M., Bohatyrov, D. V. & Skrynnik, I. O.(2013). *Naukovotekhnologichni osnovy ochysnoho ta sushyl'noho zernovoho obladnannya, shcho pratsyuie v stani psevdorzidzhennya* [*Scientific and technological bases of cleaning and drying grain equipment operating in the state of fluidization*].Kirovohrad: SPD FOP Lysenko VF [in Ukrainian].
4. Nesterenko, A.V., Leshchenko, S.N., Petrenko, D.I., Bohatyrov, D.V. & Kyslun O.A. (2013) Teoreticheskoye obosnovaniye kachestvennykh pokazateley protsessa pnevmoseparatsii dlya mnogourovnevnogo vvedeniya zerna [The theoretical justification of air separation process quality factors for the multilevel grain introduction]. *Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture, Vol.15, No. 2*, 93–98 [in Russian].
5. Nesterenko, O.V., Leshchenko, S.M. & Petrenko, D.I. (2015). Doslidzhennya nerivnomirnosti povitryanoho potoku v pnevmoseparuyuchomu kanali pry bahatorivnevomu vvedeni zerna [Investigation of nonuniformity of air flow in the pneumosupply channel at multilevel grain introduction]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskohohospodarstva imeni Petra Vasylenka «Mekhanizatsiia silskohospodarskoho vyrobnytstva» – Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko "Mechanization of agricultural production"*, 156, 35-42 [in Ukrainian].
6. Nesterenko, O. V., Leshchenko, S. M., Vasylovskiy, O. M. & Petrenko, D. I. (2017). Analytical assessment of the pneumatic separation quality in the process of grain multilayer feeding. *INMATEH - Agricultural Engineering, Vol. 53, No.3*, 65-70 [in English].
7. Kotov, B.I. & Stepanenko, S.P. (2016). Zakonomirnosti rukhu chastynok v pnevmohravitatsiinomu separatori pry zminni shvydkosti horyzontalnoho povitryanoho potoku [Patterns of motion of particles in the pneumogravity separator at variable speed of horizontal air flow]. *Silskohospodarski mashyny – Agricultural machinery*, 35, 40-45. [in Ukrainian].
8. Bakum, M.V., Krehot, M.M & Abduyev, M.M. (2017). Do obgruntuvannya efektyvnosti vykorystannya pnevmatychnoho separatora z nakhylenym povitryanym kanalom dlya poperedn'oyi separatsiyi nasinnyevykh sumishey petrushky [To substantiate the effectiveness of using a pneumatic separator with an inclined air channel for the preliminary separation of seed mixtures of parsley.]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskohohospodarstva imeni Petra Vasylenka «Mekhanizatsiia silskohospodarskoho vyrobnytstva» – Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko "Mechanization of agricultural production"*, 103, 267-274 [in Ukrainian].
9. Blekhman, I.I., Gortinskij, V.V. & Ptushkina, G.E. (1963). Dvizhenie chasticzy` v koleblyushheysya srede pri nalichii soprotivleniya tipa sukhogo treniya [Particle motion in an oscillating medium in the presence of resistance like dry friction]. *Izvestiya AN SSSR (mekhanika i mashinostroenie) – Izvestiya AN SSSR (mechanics and mechanical engineering)*, 4, 32-38 [in Russian].
10. Ginzburg, I.P. (1966). *Aerogazodinamika* [*Aerogas dynamics*]. Moscow: Vysshaya shkola [in Russian]
11. Blokhin, P.V. (1974). *Ae`rogravitacziorny`j transport* [*Air Gravity Transport*]. Moscow: Kolos [in Russian].
12. Idel'chik, I.Ye. (1983). *Aerodinamika tekhnologicheskikh apparatov* [*Aerodynamics of technological devices*]. Moscow: Mechanical Engineering [in Russian].

13. Bohatyrov, D.V. & Petrenko, M.M. (2005). Eksperymental'ni doslidzhennya pnevmoiimpul'snoyi separatsiyi za hustynoyu [Experimental studies of pneumo-pulse separation by density]. *Visnyk TDTU – Bulletin of TDTU*, 1, 23-34 [in Ukrainian].

Dmytro Bohatyrov, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Ivan Skrynnik**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Oksana Yurchenko**, Assist. Prof.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Justification of Technological Parameters of the Grain Separator

The article is developed the problem to pneumatic-impulsive separation according to density. Harvesting is one of the important operations in agribusiness. Wheat grain is selected according to different indicators. They are all correlated with grain density. Grain density affects the yield and nutrition of the produce. The analysis of modern equipment has indicated a new direction of research. The purpose of the work is formulated: increase of efficiency and productivity of the process of separation of seeds by density in the state of fluidization; reducing energy consumption through the use of pulsating airflow.

Analysis of the designs of modern separators indicated the way of modernization of the separator. The authors proposed to replace fluctuations sieves pulsation air. This will reduce energy costs and improve quality performance. To confirm the idea, the authors developed a new separator. Structurally, it consists of two parts: the first creates the required flow of air, and the second - divides the grain by density. The second part is a pneumatic duct with a partition. The grain is filled with a conveyor in the hopper. The flap in the hopper regulates the flow of grain into the pneumatic duct. The channel is horizontally divided by a partition. The partition transmits air. On the partition, the grain layer is fluidized. A pulsator is installed between the fan and the duct. It consists of an electric motor and a damper. During operation of the electric motor, the damper closes the pneumatic channel or open. This creates a ripple of air in the pneumatic duct beneath the partition. The pneumatic duct has two flaps for changing the speed and pressure diagrams. The flaps adjust the quality of the separation. Grain was classified into three fractions. The first fraction is light grains with a density of 1000-1100 kg / m³. The second fraction - medium grains with a density of 1101-1200 kg / m³. The third fraction is heavy with a density greater than 1200 kg / m³. Grain was classified by dividers at the outlet of the pneumatic duct. Experimental researches confirmed expedience of the use of pulsator by setting of him in a pneumatic channel for replacement of swaying motion of sounding board on a pulsating blast.

The analysis of existing types of grain separators is carried out. The properties of the fluidized bed and the individual grain are correlated with the design, kinematic and aerodynamic parameters of the separator, with the following factors: random force of frontal force; the presence of ripple air flow; excess and asymmetry of pressure plots, respectively, in the transverse and longitudinal sections of the pneumatic channel; the height of the layer dividers. The boundary modes of operation of the separator and the upper limit of its productivity are substantiated, provided that the maximum technological effect of separation is achieved. The experimental regularities of the influence of the basic geometric and kinematic parameters of the proposed separator on the technological parameters of its operation are presented.

pneumatic pulse separator, density, grain, seeds, fluidized state, pulsating air flow, pulsator, technological separation effect

Одержано (Received) 15.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 05.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.356

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.43-59>

В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, **З.В. Ружи́ло**, доц., канд. техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна
e-mail: vbulgakov@meta.ua

М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, **М.О. Сві́рень**, проф., д-р техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: rektor@kntu.kr.ua

Теоретичне дослідження взаємодії бульби із спіраллю очисника картопляного вороху

Очищення викопаної з ґрунту картоплі від ґрунтових домішок і рослинних решток є найбільш важливим елементом в її виробництві, оскільки чистота бульб, відсутність пошкоджень і високі експлуатаційні показники самого прибирання в значній мірі визначають ефективність всієї галузі. Створення нових очисників картопляного вороху, менш металомістких, більш ефективних і високопродуктивних дозволяє успішно вирішувати це завдання. Для обґрунтування оптимальних кінематичних і конструктивних параметрів нового очищувача картопляного вороху спірального типу побудована математична модель руху одиничної бульби по очисній поверхні, утвореній двома спіралями. В результаті рішення на ПК отриманих аналітичних виразів були побудовані графічні залежності між параметрами розглянутого процесу руху одиничного тіла бульби картоплі між двома сусідніми спіралями, що дозволили вибрати оптимальні конструктивні і кінематичні параметри спірального сепаратора.

картопля, прибирання, очищення від домішок, рух, математична модель, розрахунки на ПК

В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, **З.В. Ружи́ло**, доц., канд. техн. наук
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев, Украина
М.И. Черновол, проф., д-р техн. наук, **Н.А. Свирень**, проф., д-р техн. наук
Центральноукраинский национальный технический университет, г. Кропивницкий, Украина

Теоретическое исследование взаимодействия клубня со спиралью очистителя картофельного вороха

Очистка выкопанного из почвы картофеля от почвенных включений и растительных остатков является наиболее важным элементом в ее производстве, поскольку чистота клубней, отсутствие повреждений и высокие эксплуатационные показатели самого процесса уборки в значительной степени определяют эффективность всей отрасли. Создание новых очистителей картофельного вороха, менее металлоемких, более эффективных и высокопроизводительных позволяет успешно решать эту задачу. Для обоснования оптимальных кинематических и конструктивных параметров нового очистителя картофельного вороха спирального типа построена математическая модель движения единичных клубней по очистной поверхности, образованной двумя спиралями. В результате решения на ПК полученных аналитических выражений были построены графические зависимости между параметрами рассматриваемого процесса движения единичного тела клубней картофеля между двумя соседними спиралями, которые позволили выбрать оптимальные конструктивные и кинематические параметры спирального сепаратора.

картофель, уборка, очистка от примесей, движение, математическая модель, расчеты на ПК

Постановка проблеми. Промислове виробництво картоплі є однією з енерго- та матеріаломістких галузей сільського господарства, оскільки тільки з енергетичних витрат перевищує питомі витрати енергії на виробництво одиниці зернових культур в 4...5 разів. Найбільш вузькою ланкою в механізованих технологіях виробництва картоплі залишається її збирання, зокрема доведення одержуваної продукції до

кондиційного вигляду. Тому при подальшій розробці та удосконаленні робочих органів картоплезбиральних машин і оптимізації їх параметрів необхідно, перш за все, забезпечити не тільки зменшення їх матеріало- та енергоємність, а й істотно підвищувати якість викопаних бульб картоплі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз технологічних і конструктивних схем картоплезбиральної техніки, яка широко застосовується в даний час в світі, показує, що найбільша частка маси всіх машин припадає саме на сепаруючі робочі органи, так як вважається, що із збільшенням їх кількості і різноманітності, а відповідно і тривалості сепарації викопаного з ґрунту картопляного вороху, досягається необхідне підвищення чистоти отриманої продукції. Це пояснюється тим, що очисні робочі органи є ключовою ланкою в забезпеченні якісних показників роботи картоплезбиральної машини в цілому.

Проведеними теоретичними і експериментальними дослідженнями, а також численними випробуваннями різних типів картоплезбиральних машин [1...14] встановлено, що високоякісне очищення бульб картоплі від ґрунтових і рослинних домішок можливе в разі, коли значна маса ґрунту та інших компонентів вороху (залишки гички, кореневища, міцні ґрунтові утворення, каміння та ін.) буде відразу ж відокремлена від бульб в процесі викопування картопляного шару або ж відразу після його підйому і значна маса купи не буде подаватися разом з бульбами в середину машини. Однак застосовані підйомні транспортери, пристрої для розпушування і дроблення викопаного шару, встановлені відразу після пасивних і активних підкопуючих робочих органів вібраційного типу, грохоти, грудкорозчавлювачі, що мають достатню транспортну здатність, мають порівняно низькі сепаруючі показники роботи. В результаті цього значна маса ґрунтових домішок і рослинних залишків все одно подається всередину машини і надходить на інші сепаруючі робочі органи.

При цьому очисні робочі органи більшості картоплезбиральних машин різного типу, такі як струшувачі, пруткові елеватори, грохоти, а також сепаратори барабанного і ротаційного типів передбачають в своїй більшості так зване «пасивне» сепарування домішок. Так, не дивлячись на те, що дані робочі органи можуть вібрувати, мати різні активатори (наприклад, лопатеві, шнекові та ін.), здійснювати інші види примусових рухів, відведення домішок тут не є примусовим. Незважаючи на те, що тілам коренебульбоплодів картоплі, як і супроводжуючим їх домішкам, створюються різні за напрямками і величинам очищаючі зусилля, однак в більшості випадків сучасні сепаратори домішок не створюють для них умови саме примусового захоплення і примусового відведення із зони сепарації, тому домішки, у відомих пристроях, не завжди здатні до ефективної сепарації, особливо в умовах вологого ґрунту, що інтенсивно заповнює сепаруючі зазори, наявності кореневищ і інших рослинних залишків (сухих чи зелених), що також перекривають зазначені зазори. Крім того, відомі сепаратори картопляного вороху мають обмежені просіюючі зазори, що обумовлює захоплення і травмування тіл бульб картоплі.

Постановка завдання. На підставі теоретичних досліджень нової конструкції очисника картоплі від домішок спірального типу визначити його оптимальні кінематичні та конструктивні параметри.

Виклад основного матеріалу. Дослідження проведені з використанням основ моделювання, теоретичної механіки та математики, а також складання програм та проведення числових розрахунків за допомогою ПК.

Нами на рівні винаходу розроблена нова та високоефективна конструкція очисника картопляного вороху спірального типа [9], в якому переміщення бульб картоплі відбувається в руслі, утвореному двома спіральними елементами, виконаними

у вигляді спіральних циліндричних пружин. Конструктивна схема даного очисника представлена на рис. 1 (загальний вигляд зверху). На рис. 2 даний вигляд очисника картопляного вороху збоку (а), тобто вид А на рис. 1 та спереду (б), тобто вид Б на рис. 1.

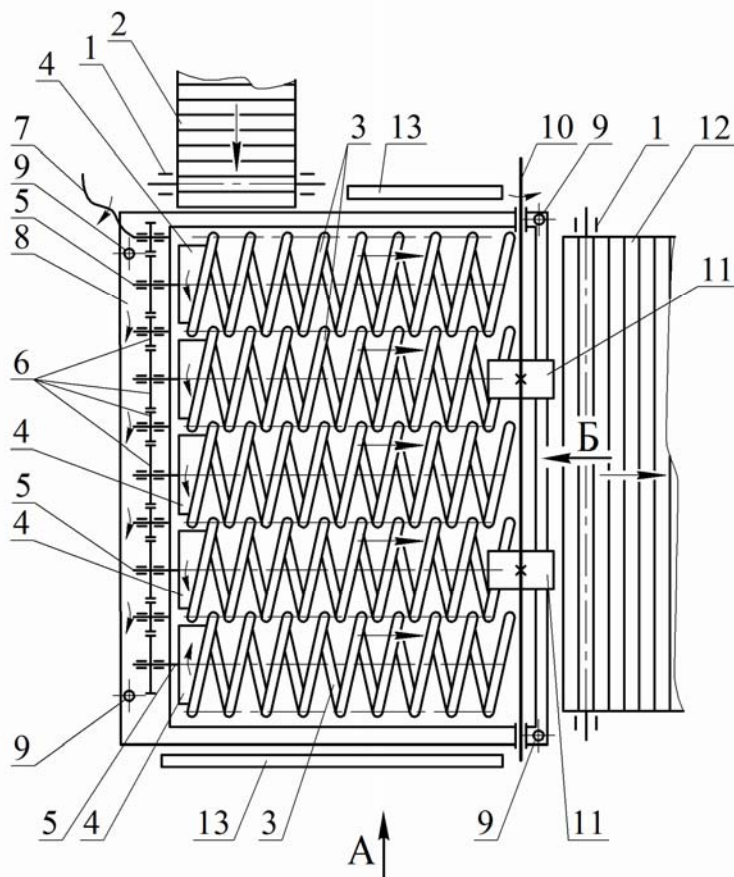


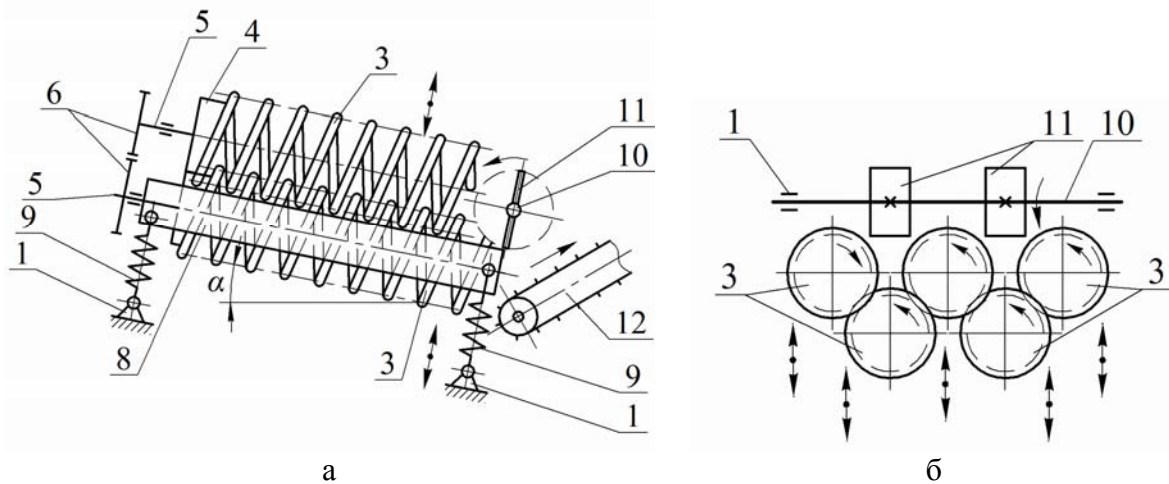
Рисунок 1 – Конструктивна схема спірального очисника картопляного вороху

Джерело: розроблено авторами з використанням [9]

Очисник картопляного вороху спірального типу містить основну раму 1, до якої підведений подавальний транспортер 2. Усередині рами 1 розташовані п'ять привідних очисних вальців, які виконані у вигляді консольних спіральних пружин 3, що встановлені зі взаємним перекриття і мають між собою сепаруючі зазори. Спіральні пружини 3, встановлені консольно одними кінцями на маточинах 4, зв'язаних з привідними валами 5, які обертаються в одному напрямі (виключення складає остання спіральна пружина 3, що обертається назустріч попередній), а другі їх кінці розташовані вільно. Обертальні рухи привідним валам 5 спіральних пружин 3 забезпечують зубчасті колеса 6, що обертаються завдяки загальному гнучкому привідному валу 7.

Як видно зі схеми (рис. 1) очисні вальці, які виконані у вигляді спіральних пружин 3, розташовані у повздовжньо-вертикальній площині хвилеподібно на різній висоті таким чином, що фактично утворюються два очисних русла. Гвинтові навивки усіх п'ятих спіральних пружин 3 спрямовані в одному напрямі до їх консольних кінців. Очисні вальці, що виконані у вигляді спіральних пружин 3, розміщені усередині рухомої рамки 8, що має прямокутну форму, яка встановлена зверху на основній рамі 1 за допомогою чотирьох пружин 9, розміщених у кутах рухомої рамки 8 і яка має нахил під кутом α до горизонту. Над вихідними, вільно розташованими кінцями спіральних пружин 3, встановлений привідний вал 10, розміщений перпендикулярно повздовжнім

осям самих спіралей 3, з плоскими еластичними бітерами 11, що знаходяться усередині вказаних очисних русел. До другого кінця рухомої рамки 8 підведений вивантажувальний транспортер 12. Таким чином, привідний вал 10 є встановленим безпосередньо перед вивантажувальним транспортером 12. Для запобігання втрат бульб картоплі навколо очисних вальців, виконаних у вигляді спіральних пружин 3, закріплено плоскі прямокутні захисні екрани 13. Напрямки обертальних і коливальних рухів робочих органів очисника бульб картоплі від домішок, а також руху потоків картоплі показані стрілками.



а – вид А; б – вид Б

Рисунок 2 – Спіральний очисник картопляного вороху

Джерело: розроблено авторами з використанням [9]

Очисник картопляного вороху спірального типу працює таким чином. Картопляний ворох подається подавальним транспортером 2 на поверхню, утворену очисними вальцями, виконаними у вигляді спіральних пружин 3, які примусово обертаються в одному напрямку. При цьому ворох розосереджується по поверхні очисних вальців і спіральними пружинами 3 транспортується не тільки в радіальному, а й в осьовому напрямках. При цьому виділені з купи вороху бульби відразу потрапляють усередину двох очисних русел. А оскільки спіральні пружини 3 встановлено консольно, то коливання їх кінців сприяє ефективній сепарації дрібних ґрунтових домішок. Сепарування ґрунтових домішок й рослинних решток відбувається не тільки униз, але, завдяки хвилеподібному розташуванню привідних очисних вальців, що виконані у вигляді спіральних пружин 3, та їх примусовому обертальному русі, в різних, в тому числі, бічних напрямках. Це значно підвищує якість очищення бульб від домішок. При транспортуванні по очисній поверхні, бульби контактують з витками спіральних пружин 3 і тим самим ефективно очищуються від налиплого ґрунту. Оскільки спіральні пружини 3, встановлені одними кінцями на маточинах 4, закріплених на привідних валах 5, які обертаються в одному напрямку, а привід в обертальний рух валів 5 забезпечують привідні зубчасті колеса 6 і загальний гнучкий привідний вал 7, то процес транспортування та сепарування домішок може відбуватись при будь-якій (навіть високій) заданій швидкості обертання спіральних пружин 3. Завдяки тому, що очисні вальці, що виконані у вигляді спіральних пружин 3, розміщені усередині рухомої рамки 8, що має прямокутну форму і яка встановлена зверху на основній рамі 1 за допомогою

чотирьох пружин 9, розміщених у кутах рамки 8, вона має можливість здійснювати ще й окремі коливальні рухи, які здійснюються під дією змінного навантаження. Завдяки тому, що рухома рамка 8 має нахил під кутом α до горизонту, то бульби, які у переважній більшості мають круглі форми, під дією сил тяжіння гарантовано рухаються з більшою швидкістю у напрямі вільних кінців спіральних пружин 3 усередині двох очисних русел, які утворені внаслідок того, що очисні вальці розташовані у повздовжньо-вертикальній площині хвилеподібно на різній висоті. Ґрунтові домішки та рослинні рештки, які не здатні до кочення, рухаються по очисній поверхні, утвореній очисними вальцями, більш повільно, однак внаслідок коливань вільних кінців спіральних пружин 3, а також самої рухомої рамки 8 на пружинах 9 відбувається їх інтенсивна сепарація униз, за межі очисника. Внаслідок цього до вихідних кінців спіральних пружин 3 ґрунтові домішки й рослинні рештки майже не доходять, а там опиняються у двох очисних руслах тільки бульби картоплі. Тут над вихідними, вільно розташованими кінцями спіральних пружин 3, встановлений привідний вал 10, який розміщений перпендикулярно повздовжнім осям самих спіралей 3, з плоскими еластичними бітерами 11, що знаходяться усередині вказаних очисних русел. А тому бітери 11 наносять по бульбах м'які удари, збиваючи з них налиплий ґрунт, і виштовхують на вивантажувальний транспортер 12. Завдяки тому, що привідний вал 10 є встановленим безпосередньо перед вивантажувальним транспортером 12, то всі домішки, які ще залишились, безпосередньо звільняють вільні кінці спіральних пружин 3 і падають донизу. Після повного очищення бульби потрапляють на вивантажувальний транспортер 12. Для запобігання втрат бульб картоплі в бічних напрямках застосовуються захисні екрани 13, які фактично оточують рухома рамку 8.

Осі елементів розміщено паралельно і міжцентрова віддаль між ними α_w допускає перекриття витків спіралей.

Складемо еквівалентну схему взаємодії бульби картоплі з витками двох спіральних пружин (рис. 3).

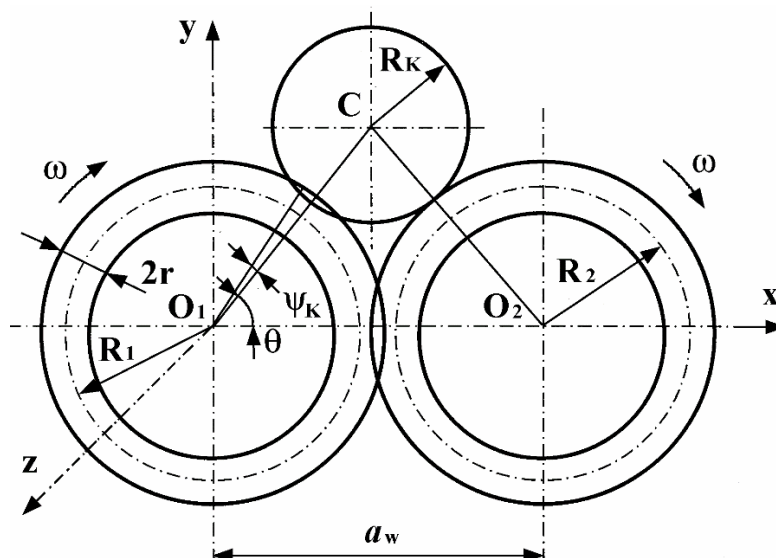


Рисунок 3 – Еквівалентна схема взаємодії бульби картоплі зі спіралями

Джерело: розроблено авторами

На рис. 4 приведена еквівалентна схема контакту бульби картоплі зі спіралями очисника.

Виберемо систему координат $Oxyz$ так, щоб вісь Oz співпадала із віссю першої спіралі (пружини), а вісь Ox напрямлена в сторону другої спіралі і співпадала із лінією, що з'єднує осі спіралей в площині Oxy .

В загальному випадку лінія центрів і, відповідно, вісь Ox , нахилена під кутом α до горизонту.

Осі витків спіральних елементів утворюють гвинтові лінії рівняння яких у параметричному вигляді:

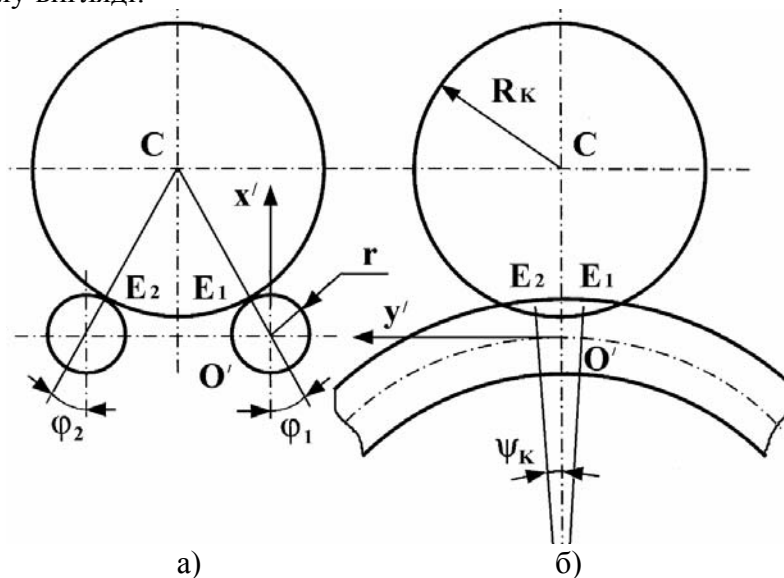


Рисунок 4 – Еквівалентна схема контакту бульби картоплі з поверхнею спіральних пружин
Джерело: розроблено авторами

$$\begin{aligned}x_1 &= R_1 \cos(\psi_1 + \psi_{10}); \\y_1 &= R_1 \sin(\psi_1 + \psi_{10});\end{aligned}\quad (1)$$

$$z_1 = -\frac{S_1 \psi_1}{2\pi}.$$

$$\begin{aligned}x_2 &= R_2 \cos(\psi_2 + \psi_{20}) + \alpha_w; \\y_2 &= R_2 \sin(\psi_2 + \psi_{20});\end{aligned}\quad (2)$$

$$z_2 = -\frac{S_2 \psi_2}{2\pi},$$

де R_1 та R_2 – радіуси відповідно першого та другого елементів, що задають розміщення осі прутка;

S_1 та S_2 – кроки відповідно першої та другої спіралі;

ψ_1 та ψ_2 – незалежні кутові параметри спіралей;

ψ_{10} та ψ_{20} – початкові монтажні кути спіралей, що визначають напрямок розміщення січення витка в момент часу $t = 0$;

α_w – віддаль між осями спіралей.

Для правих спіралей значення кроку в спіралей приймається із знаком (+), для

лівих із знаком $(-)$.

Формалізований опис поверхні спіральних елементів спрощується при використанні спеціальної гвинтової системи координат $O\rho\varphi\psi$, в якій розміщення довільної точки визначається параметрами ψ , φ та ρ , де ψ – кутовий параметр, що задає розміщення поперечного січення по довжині спірального прутка; ρ та φ – відповідно радіальний та кутовий параметри полярної системи координат в площині поперечного січення.

Початкове розміщення осі $O'\rho'$, від якого визначається кут ψ , вибирають за напрямком вектора головної нормалі n гвинтової лінії.

Введемо додаткову систему координат $O'x'y'z'$ так, щоб його ортами були орти супроводжуючого трикутника. Тоді вісь $O'x'$ буде напрямлена по вектору головної нормалі $\bar{n}$, вісь $O'y'$ – по напрямку дотичної $\bar{t}$ до гвинтової осі прутка, а вісь $O'z'$ – по вектору бінормалі $\bar{b}$. Координати довільної точки поперечного січення параметрами ψ , φ та ρ , в системі $O'x'y'z'$ визначаються за залежностями.

$$x' = \rho \cos \varphi; \quad y' = 0; \quad z' = \rho \sin \varphi. \quad (3)$$

Зв'язок системи координат $O'x'y'z'$ із базовою системою $Oxyz$ доцільно визначити, використовуючи матричні перетворення однорідних систем координат, в якій між векторами r та r' відповідних систем координат існує залежність:

$$r = R_z(\psi)T_zR_x(\gamma)T_xr', \quad (4)$$

де матриці кутових поворотів R_x і R_z та лінійних переміщень T_x та T_z .

В розвернутому вигляді взаємозв'язок, що описується залежністю (4) прийме вигляд:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \psi & -\cos \gamma \sin \psi & \sin \gamma \sin \psi & R \cos \psi \\ \sin \psi & \cos \gamma \sin \psi & -\sin \gamma \cos \psi & R \sin \psi \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma & \frac{\psi S}{2\pi} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x' \\ y' \\ z' \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Згідно (5) зв'язок між координатами базової системи координат $Oxyz$ та спеціальної гвинтової $O\rho\varphi\psi$ буде:

$$\begin{aligned} x &= (R + \rho \cos \varphi) \cos \psi + \rho \sin \gamma \sin \varphi \sin \psi; \\ y &= (R + \rho \cos \varphi) \sin \psi - \rho \sin \gamma \sin \varphi \cos \psi; \end{aligned} \quad (6)$$

$$z = \frac{S\psi}{2\pi} + \rho \cos \gamma \sin \varphi.$$

Визначимо можливе розміщення картоплі на нерухомому спіральному сепараторі.

Приймемо в першому наближенні, що картопля описується сферою. Тоді в точці контакту E_1 і E_2 нормалі до поверхні картоплі та поверхонь витків колінарні, а реакції із сторони витків проходять через центр картоплі (рис. 3-4). Отже координати x_c , y_c , z_c

центра картоплі радіусом R_k через параметри $\chi\omega\rho$ можна представити як через параметри точки контакту E_1 , так і через параметри точки контакту E_2 . Виходячи із симетрії розміщення сферичної картоплі на витках, параметри точок контакту ω_1 та ω_2 сусідніх витків однієї спіралі зв'язані залежністю:

$$\omega_2 = -\omega_1. \quad (7)$$

Для сферичної картоплі радіальні параметри її центра C :

$$\rho_{1c} = \rho_{2c} = r + R_k. \quad (8)$$

Розглянемо варіант розташування коренеплоду, координати центра ваги якого будуть $x_c = R_c$, $y_c = 0$, $z_c = s/2$. Тоді, при початковому значенні кутового параметру витка спіралі $\psi_0 = 0$, кутові параметри точок контакту становитимуть ψ_1 та $\psi_2 = 2\pi - \psi_1$, а кутовий параметр коренеплоду буде $\theta_c = \psi_c = 0$.

В цьому випадку із другого та третього рівнянь системи (5) маємо:

$$\rho_c \cos \gamma \sin \varphi = \frac{s}{2} - \frac{s\psi_k}{2\pi}; \quad (9)$$

$$\tan \psi_k = \frac{\rho_c \sin \gamma \cdot \sin \varphi}{R + \rho_c \cdot \cos \varphi}. \quad (10)$$

Виключення параметру φ приводить до трансцендентного рівняння зв'язку кутового параметру ψ з радіальним параметром $\rho_c = R_k + r$:

$$\tan \psi_k = \frac{\rho_c s (\pi - \psi_k) \sin \gamma}{2\pi \left(R + \rho_c \cdot \sqrt{1 - \frac{s^2 (\pi - \psi_k)^2}{4\pi^2 \rho_c^2}} \right)}. \quad (11)$$

Із рівняння (11) шукають числовими методами значення $\psi = \psi(\rho_c) = \psi(R_c + r)$, як функцію від радіусу картоплі.

Кут розміщення центра картоплі θ_0 визначається із умови контакту із витком іншої спіралі (рис. 1):

$$\cos \theta_0 = \frac{-a_\omega^2 - (R_c + R_u)^2 + (R_k + r_2 + R_2)^2}{a_\omega (R_c + R_u)}. \quad (12)$$

При відомій лінійній координаті z картоплі, її кутове розміщення визначається за залежністю:

$$\theta_0 = \frac{2\pi z}{S + \pi}. \quad (13)$$

Кутові параметри точок контакту рівні:

$$\theta_1 = \theta_0 - \psi_k, \quad (14)$$

$$\theta_2 = \theta_0 + \psi_k. \quad (15)$$

Тоді кутові параметри точок контакту та центру коренеплоду в полярній системі координат згідно (9):

$$\varphi_{1,2} = \pm \arcsin \frac{S(\pi - \psi_k)}{2\pi \rho_c \cos \gamma}. \quad (16)$$

Із першого і другого рівнянь системи (6), радіус розміщення картоплі при її обкочуванні по руслу, утвореному витками однієї спіралі (рис. 2):

$$R_c = X_c = \frac{(R_k + r) \sin \gamma \cdot S \psi_k}{2\pi (R_k + r) \cos \gamma \sin \psi_k} = \frac{S \tan \gamma}{2\pi} \frac{\psi_k}{\sin \psi_k}. \quad (17)$$

Кочення картоплі радіусом R_k по витках першої спіралі можна представити як кочення сфери приведеним радіусом R_c по циліндричній поверхні приведеним радіусом R_u .

Тут:

$$R_c = R_k \frac{\cos \varphi}{\cos \psi}; \quad (18)$$

$$R_u = \frac{(R + r \cos \varphi)}{\cos \psi}. \quad (19)$$

Для спіралей із невеликим кутом піднімання γ витків та малим кроком S можна дати наближений розрахунок параметрів розміщення коренеплоду на витках.

Кут ψ_k шукаємо із наближеної залежності:

$$\sin \psi_k = \frac{\Delta l_k \cdot \cos \gamma}{R} = \frac{S \cdot \sin(2\gamma)}{4n}, \quad (20)$$

де Δl_k – довжина проекції дуги згідно рис. 2.

Кутовий параметр φ в першому наближенні буде:

$$\sin \varphi = \frac{S}{2(R_k + r)}. \quad (21)$$

На рис. 5 та рис. 6 приведені залежності кутів ψ_k та φ відповідно від радіуса спіральних елементів при $s = 40$ мм та $R_k = 40$ мм, розрахованими за наближеними залежностями (20) та (21) і за точними (11) та (16). Їх аналіз показує, що параметр φ , з достатньою для практичного використання точністю, визначається за спрощеною залежністю (21), тоді як параметр ψ_k для спіралей малого радіусу необхідно визначати тільки за залежністю (11).

Для випадку обертової спіралі вводимо проміжну систему координат $Ox_\omega y_\omega z_\omega$, яка обертається відносно осі $Oz = Oz_\omega$ нерухомої системи $Oxyz$. Тоді рівняння гвинтової лінії спіралі (1) та перетворення (3-6) будуть проводитись у системі $Ox_\omega y_\omega z_\omega$, а її взаємозв'язок із системою $Oxyz$ опишеться у вигляді перетворення:

$$r = R_z(\omega t) r_\omega = R_z(\omega t) R_z(\psi) T_z R_x(\gamma) T_x r'. \quad (22)$$

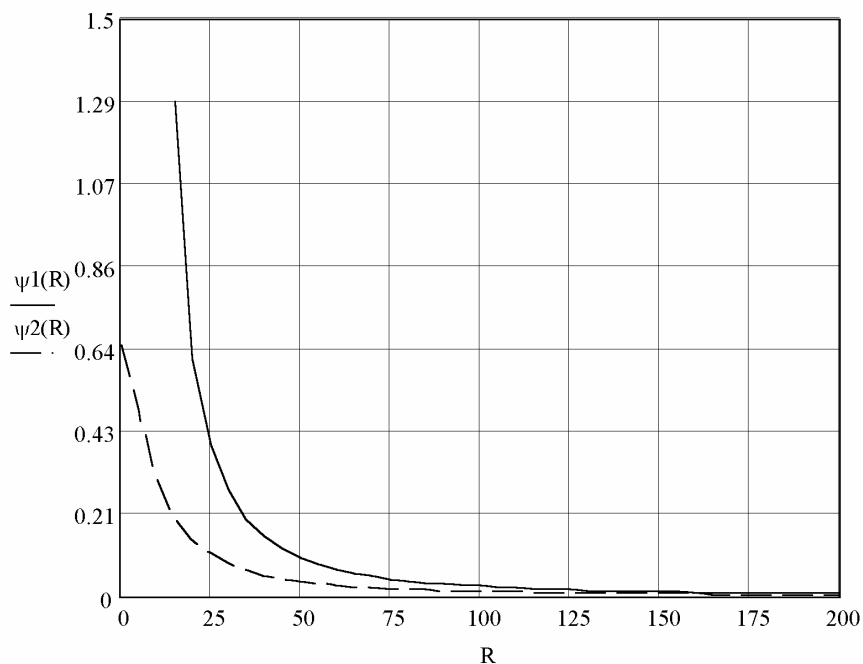


Рисунок 5 – Залежність кута ψ від радіуса спіральних елементів при кроці навивки $S = 40$ мм та радіусі бульби $R_K = 25$ мм

Джерело: розроблено авторами

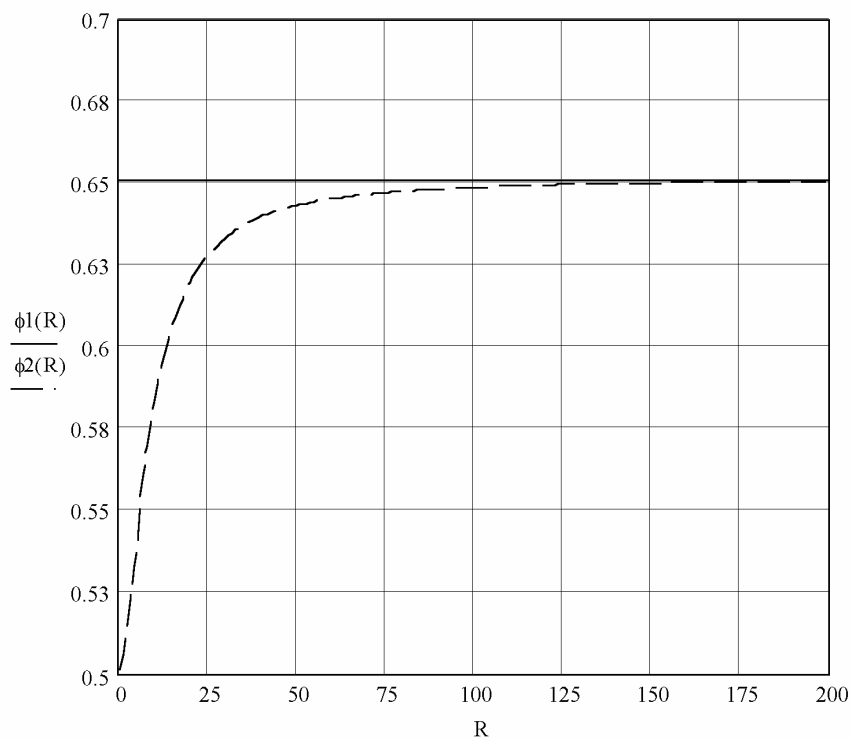


Рисунок 6 – Залежність кута ϕ від радіуса спіральних елементів при кроці навивки $S = 40$ мм та радіусі бульби $R_K = 25$ мм

Джерело: розроблено авторами

Відповідно для обертової спіралі рівняння осі прутків буде (для першої):

$$\begin{aligned}x &= R_1 \cos(\psi_1 + \psi_{10} + \omega t); \\y &= R_1 \sin(\psi_1 + \psi_{10} + \omega t); \\z &= -\frac{S\psi_1}{2\pi}.\end{aligned}\quad (23)$$

Для другої спіралі обертання проводити відносно її осі і рівняння гвинтової осі прутків буде аналогічне.

Рівняння (6) зв'язку спеціальної системи координат із базовою буде:

$$\begin{aligned}x &= (R + \rho \cos \varphi) \cos(\psi + \omega t) + \rho \sin \gamma \sin \varphi \sin(\psi + \omega t); \\y &= (R + \rho \cos \varphi) \sin(\psi + \omega t) + \rho \sin \gamma \sin \varphi \cos(\psi + \omega t); \\z &= \frac{S\psi}{2\pi} + \rho \cos \gamma \sin(\psi + \omega t).\end{aligned}\quad (24)$$

Розміщення картоплі буде визначатись кутовим параметром θ :

$$\theta = \psi + \omega t, \quad (25)$$

а її осьова координата:

$$z = \frac{(\theta - \omega t)S}{2\pi} + (R_k + r) \cos \gamma \cdot \sin \theta. \quad (26)$$

Відповідно осьова швидкість буде:

$$V_z = \frac{dz}{dt} = \left(\frac{d\theta}{dt} - \omega \right) \frac{S}{2\pi} + (R_k + r) \cos \gamma \cdot \cos \theta \frac{d\theta}{dt}. \quad (27)$$

Вертикальні та горизонтальні коливання в руслі:

$$V_y = \left[-(R + \rho \cos \varphi) \sin \theta + \rho \sin \gamma \cdot \sin \varphi \cdot \cos \theta \right] \frac{d\theta}{dt}; \quad (28)$$

$$V_z = \left[(R + \rho \cos \theta) \cos \theta + \rho \sin \gamma \cdot \sin \varphi \cdot \sin \theta \right] \frac{d\theta}{dt}; \quad (29)$$

При циліндричних пружинах, що обертаються відносно своєї осі, і при сферичній картоплі кут θ буде незмінним.

При $r = \text{const}$, $S = \text{const}$ постійним буде і параметр $\varphi = \text{const}$.

Відповідно $V_x = V_y = 0$ та $V_z = -\frac{\omega \cdot S}{2\pi}$.

У випадку еліпсної в січенні форми картоплі максимально і мінімально можливі віддалі від центра спіралей будуть:

$$\begin{aligned}l_{\max i} &= R_i + \delta + R_k, \\l_{\min} &= R_i + R_k - \delta,\end{aligned}\quad (30)$$

де δ – величина відхилення осьових розмірів від середнього значення картоплі, R_k ; $\delta = a - R_k = R_k - b$. Тут a і b – півосі еліпсоїда.

Величина осцилюючого руху при перекочуванні картоплі буде проходити в напрямку осі Ox із амплітудою:

$$A = \frac{2k_A \delta (R_q + R_c)}{a_\omega}, \quad (31)$$

де k_A – коефіцієнт, що залежить від співвідношення радіусів спіралей і картоплі.
Тоді в першому наближенні координата центра еліпсоїдної картоплі

$$x_e = \frac{a_w}{2} + A \sin \left(2 \frac{R_c}{R_q} \omega t + \varepsilon \right), \quad (32)$$

а швидкість осцилюючого руху буде дорівнювати:

$$V_x = \frac{2AR_c}{R_q} \omega \cos \left(\frac{2R_c}{R_q} \omega t + \varepsilon \right), \quad (33)$$

де ε – зсув фаз частоти обертання спіралі і картоплі.

Розглянемо можливість інтенсифікації процесу сепарації вороху картоплі.

Змістимо осі обертання відносно осі спіралі на величину ексцентриситету ε .

Тоді зв'язок обертової системи координат $Ox_\omega y_\omega z_\omega$ відносно базової опишеться залежністю:

$$r = R_z^{(\omega t)} T_x^{(\varepsilon)} r_\omega = R_z(\omega t) T_x(\varepsilon) R_z(\psi) T_z R_z(\gamma) T_x r'. \quad (34)$$

Відповідно рівняння гвинтової осі прутків спіралі, що обертається буде:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \omega t & -\sin \omega t & 0 \\ \sin \omega t & \cos \omega t & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_\omega + \varepsilon \\ y_\omega \\ z_\omega \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (35)$$

Звідки:

$$\begin{aligned} x &= (R \cos \psi + \varepsilon) \cos \omega t - R \sin \psi \sin \omega t; \\ y &= (R \cos \psi + \varepsilon) \sin \omega t + R \sin \psi \cos \omega t; \\ z &= z_\omega = \frac{S\psi}{2\pi}. \end{aligned} \quad (36)$$

Після відповідних перетворень система (36):

$$\begin{aligned} x &= R \cos(\psi + \omega t) + \varepsilon \cos \omega t; \\ y &= R \sin(\psi + \omega t) + \varepsilon \sin \omega t; \\ z &= \frac{S'\psi}{2\pi}. \end{aligned} \quad (37)$$

У випадку, якщо векторні величини ексцентриситету в двох спіралях однакові, $\bar{\varepsilon}_1 = \bar{\varepsilon}_2$, то кут розміщення картоплі в системі $Ox_\omega y_\omega z_\omega$ буде постійним $\theta = \text{const}$.

Відповідно швидкості центра коренеплоду будуть:

$$\begin{aligned} \dot{x}_c &= -\omega \varepsilon \sin \omega t; \\ \dot{y}_c &= \omega \varepsilon \cos \omega t; \\ \dot{z} &= -\frac{\omega S}{2\pi}. \end{aligned} \quad (38)$$

На рис. 7, 8, 9 та 10 представлені графіки зміни координат точок на поверхні спіралі x та y згодом при різних значеннях радіуса, ексцентриситету закріплення і кутової швидкості обертання спіралі, які отримані за допомогою чисельних розрахунків на ПК.

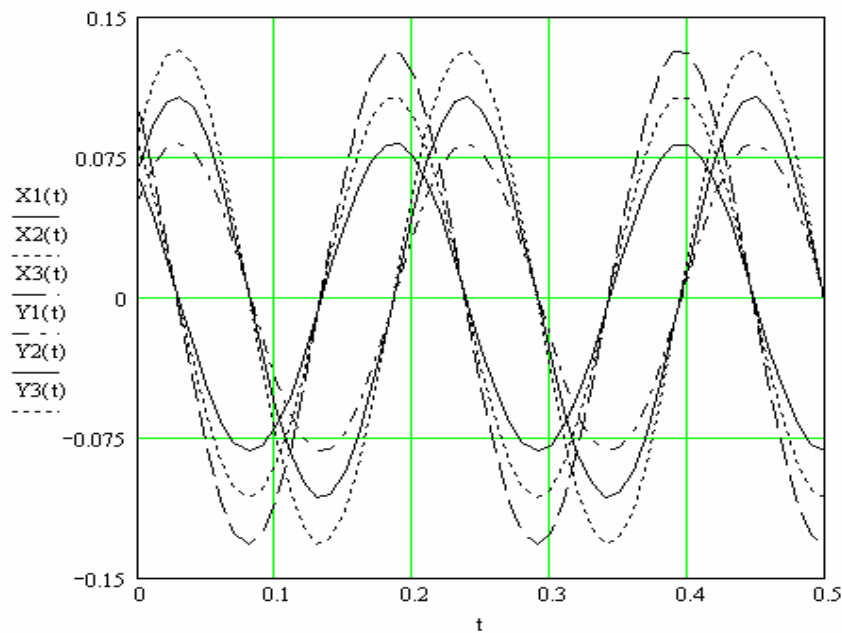


Рисунок 7 – Залежність змін координат x та y у часі точки, яка знаходиться на поверхні спірального сепаратора, при кутовій швидкості обертання спіралі $30 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$, ексцентриситеті закріплення спіралі 10 мм і радіусі спіралі: 1) 50 мм; 2) 75 мм; 3) 100 мм

Джерело: розроблено авторами

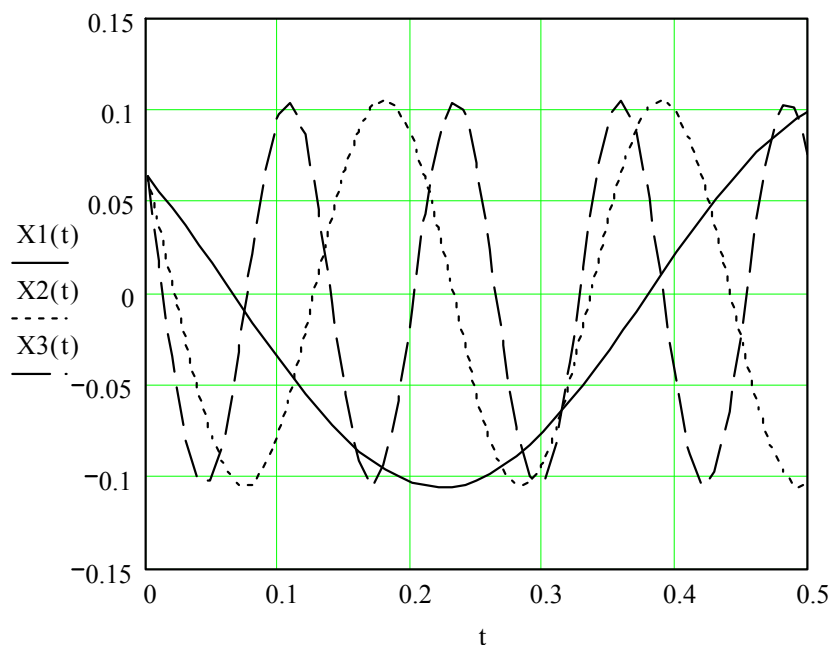


Рисунок 8 – Зміна поздовжньої координати x точки на поверхні спіралі з часом при радіусі спіралі 75 мм, ексцентриситеті 10 мм і кутовій швидкості обертання спіралей: 1) $10 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$; 2) $30 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$; 3) $50 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$

Джерело: розроблено авторами

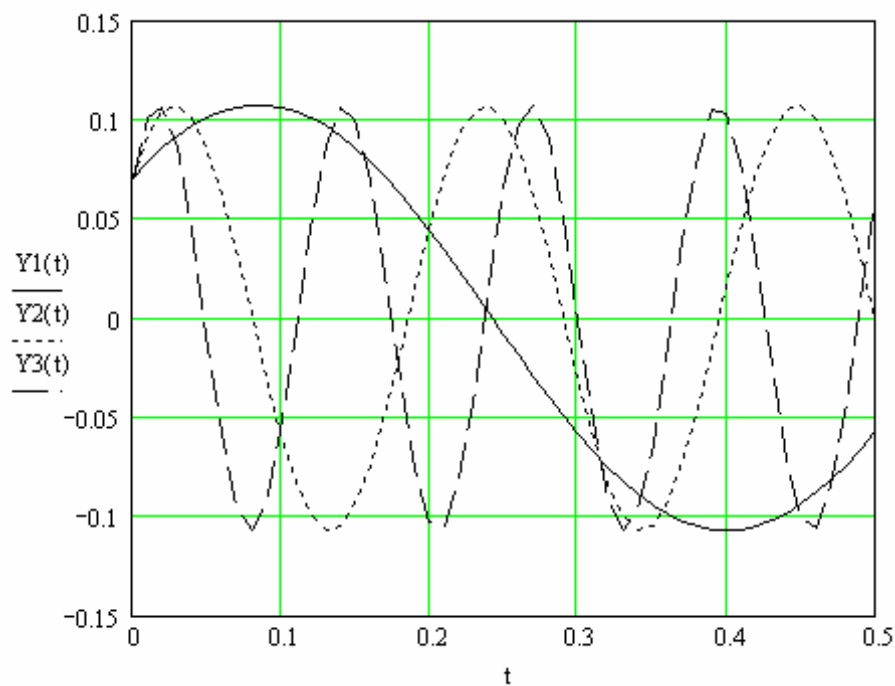


Рисунок 9 – Зміна поздовжньої координати y точки на поверхні спіралі з часом при радіусі спіралі 75 мм, ексцентриситеті 10 мм і кутовій швидкості обертання спіралей:
1) $10 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$; 2) $30 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$; 3) $50 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$

Джерело: розроблено авторами

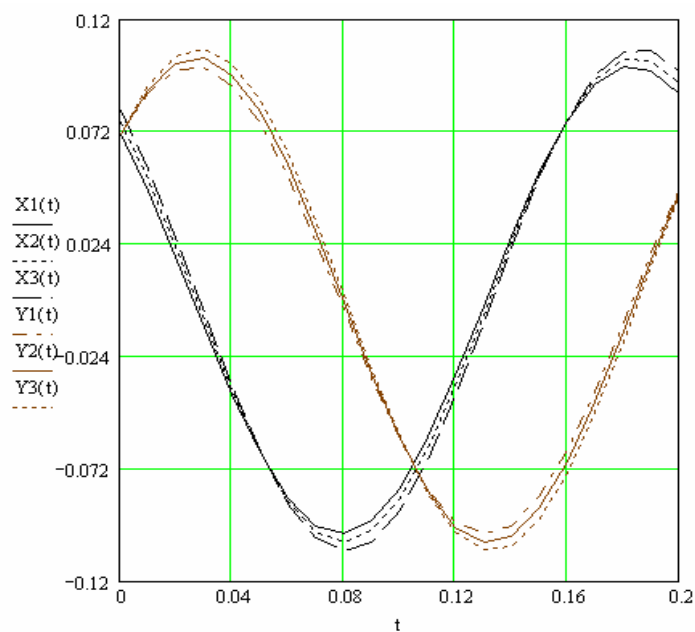


Рисунок 10 – Зміна координат x та y точці на поверхні спіралі з часом при радіусі спіралі 75 мм, кутовій швидкості обертання спіралі $10 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$ і ексцентриситеті закріплення вальців:
1) 0 мм; 2) 5 мм; 3) 10 мм

Джерело: розроблено авторами

Отже, зміщення осі спіральних елементів сепараторів відносно осі їх обертання забезпечує поперечні коливання русла очисника, а тому може використовуватись для інтенсифікації очищення картоплі від домішок.

Висновки: 1. Розроблена нова конструкція очисника картоплі від домішок спірального типу, яка покращує якісні показники роботи картоплезбиральних машин, оскільки запобігає залипанню вологим ґрунтом елементів робочого органу (шляхом встановлення спіралей із взаємним перекриттям), а підвищення інтенсивності сепарації досягається ексцентричним встановленням спіралей.

2. Розроблено математичну модель взаємодії бульби з поверхнею спірального сепаратора при русі бульби в міжвитковому просторі навивки, яка визначає мінімальне значення кутової швидкості обертання вальців. При русі бульби діаметром 50 мм по поверхні спіралі радіусом 75 мм з прутком навивки діаметром 15 мм при закріпленні спіралей з ексцентриситетом 10 мм для забезпечення ефективного транспортування і очищення необхідно, щоб кутова швидкість обертання вальців була в межах 27...40 рад/с.

3. При аналізі кінематики руху бульби картоплі по поверхні очисника спірального типу за умови дотику бульби в двох точках до одної спіралі і в одній точці до іншої встановлено, що при збільшенні кутової швидкості обертання спіралей ω зростає транспортуюча здатність робочого органу, а сепаруюча здатність при цьому дещо зменшується.

Список літератури

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. Москва: Машиностроение, 1984. 320 с.
2. Батяев Ф.И. Автоматическая сепарация примесей от клубней (к механизации уборки картофеля). *Картофель и овощи*, 1967. №6. С. 16-17.
3. Батяев Ф.И., Карев Е.Б., Петров Г.Д. Состояние и перспективы развития рабочих органов для отделения клубней картофеля от примесей при комбайновой уборке. Москва, 1972. 63 с.
4. Верещагин Н.И. Рабочие органы для возделывания, уборки и сортирования картофеля / Н.И. Верещагин, К.А. Пшеченков. Москва: Машиностроение, 1965. 241 с.
5. Масленников И.Н. Исследование и сравнительная оценка ротационных сепараторов картофелеуборочных машин: автореф. дисс. канд. техн. наук. Москва, ВИСХОМ, 1974. 28 с.
6. Егошин А.В., Кропотов Е.И. К вопросу отделения клубней картофеля от примесей и гнилей. *Исследование машин и рабочих органов для возделывания и уборки картофеля, овощных и зерновых культур: Сб. научн. тр. Нижегородского СХИ*, Н. Новгород, 1991. С. 55-57.
7. Колчин Н.Н., Фурлетов В.М., Арсеньев Д.А. Состояние и перспективы развития отделителей примесей для послеуборочной обработки картофеля и овощей. Москва: ВИСХОМ, 1986. 65 с.
8. Karwowski T. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. Warszawa: PWRiL. 1982. Т. 3. 429 s.
9. Очисник корнебульбоплодів від домішок: пат. України №120234, А 01 D 33/08. / Булгаков В.М., Головач І. В., Ружило З. В., Паскуці С., Санторо Ф., Аніфантіс А. С. Опубл. 25.10.2019 р., бюллетень №20.
10. Bulgakov V., Ivanovs S., Adamchuk V., Ihnatiev Y. Investigation of the influence of the parameters of the experimental spiral potato heap separator on the quality of work. *Agronomy Research*. 2017. Vol. 15, No 1, pp. 44-54.
11. Bulgakov V., Nikolaenko S., Arak M., Holovach I., Ruzhylo Z., Olt J. Mathematical model of cleaning potatoes on surface of spiral separator. – *Agronomy Research*, 2018, Vol.16, No 4. pp. 1590-1606.
12. Митрофанов В.С. Физико-механические свойства картофеля. В кн. “Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин”. Том 5. Москва-Ленинград: Машгиз, 1940. С. 629-634.
13. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. Киев: Сельхозобразование, 1996. 234 с.
14. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сир'єм сільськогосподарського виробництва: дис.... д-ра техн. наук / Нац. аграрн. ун-т. Київ, 1997. 480 с.

References

1. Petrov, G.D. (1984). *Kartofeleuborochnye mashiny [Potato harvesting machines]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
2. Batyaev, F.I. (1967). Avtomaticheskaya separaciya primesej ot klubnej (k mehanizacii uborki kartofelya) [Automatic separation of impurities from tubers (to the mechanization of harvesting potatoes)]. *Kartofel i ovoshi*, №6, 16-17 [in Russian].
3. Batyaev, F.I., Karev, E.B. & Petrov, G.D. (1972). *Sostoyanie i perspektivy razvitiya rabochih organov dlya otdeleniya klubnej kartofelya ot primesej pri kombajnovoj uborke [The state and development prospects of the working bodies for separating potato tubers from impurities during combine harvesting]*. Moscow [in Russian].
4. Vereshagin, N.I. & Pshechenkov, K.A. (1965). *Rabochie organy dlya vozdelevaniya, uborki i sortirovaniya kartofelya [Working bodies for the cultivation, harvesting and sorting of potatoes]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
5. Maslennikov, I.N. (1974). *Issledovanie i sravnitel'naya ocenka rotacionnyh separatorov kartofeleuborochnyh mashin [Research and comparative evaluation of rotary separators of potato harvesters]*. Avtoreferat diss. kand. tehn. nauk. Moscow, VISHOM [in Russian].
6. Egoshin, A.V. & Kropotov, E.I. (1991). K voprosu otdeleniya klubnej kartofelya ot primesej i gnilej [On the issue of separating potato tubers from impurities and rot]. *Issledovanie mashin i rabochih organov dlya vozdelevaniya i uborki kartofelya, ovoshnyh i zernovyh kultur: Sb. nauchn. tr. Nizhegorodskogo SHI*. N. Novgorod, S. 55-57 [in Russian].
7. Kolchin, N.N., Furletov, V.M. & Arsenev, D.A. (1986). *Sostoyanie i perspektivy razvitiya otdelitelej primesej dlya posleuborochnoj obrabotki kartofelya i ovoshej [State and development prospects of impurity separators for post-harvest processing of potatoes and vegetables]*. Moscow: VISHOM [in Russian].
8. Karwowski, T. (1982). *Teoria i konstrukcia maszyn rolniczych [Theory and design of agricultural machinery]*. Warszawa: PWRiL, Vol. 3 [in Polish].
9. Bulgakov, V.M., Golovach, I.V., Ruzhilo, Z.V., Paskuci Simone, Santoro Franchesko, Anifantis Aleksandros Sotirios (2019). Ukraine Patent No.120234 *Ochisnik kornebulboplodiv vid domishok [Purification of root tubers from impurities]* [in English].
10. Bulgakov, V., Ivanovs, S., Adamchuk, V. & Ihnatiev, Y. (2017). *Investigation of the influence of the parameters of the experimental spiral potato heap separator on the quality of work. - Agronomy Research, Vol. 15, No 1*, 44-54 [in English].
11. Bulgakov, V., Nikolaenko, S., Arak, M., Holovach, I., Ruzhylo, Z. & Olt, J. (2018). *Mathematical model of cleaning potatoes on surface of spiral separator. – Agronomy Research, Vol.16, No 4*, 1590-1606.
12. Mitrofanov, V.S. (1940). *Fiziko-mekhanicheskie svoystva kartofelya. V kn. «Teoriya, konstrukciya i proizvodstvo selskohozyajstvennyh mashin» [Physico-mechanical properties of potatoes. In the book «Theory, design and production of agricultural machines»]*. Moscow-Leningrad: Mashgiz, Vol.5, 629-634 [in Russian].
13. Vasilenko, P.M. (1996). *Vvedenie v zemledelcheskuyu mehaniku [Introduction to agricultural mechanics]*. Kiev: Selhozobrazovanie [in Russian].
14. Rogatinskij, R.M. (1997). *Mehaniko-tehnologicheskie osnovy vzaimodejstviya shnekovyh rabochih organov s syrem selskohozyajstvennogo proizvodstva [Mechanical-technological bases of interaction of auger working bodies with raw materials of agricultural production]*. Dissertaciya na soiskanie uchenoj stepeni doktora tehnikeskikh nauk. Kiev: Nacionalnyj agrarnyj universitet [in Russian].

Volodymyr Bulhakov, Prof., DSc., **Zinovii Ruzhylo**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine

Mykhaylo Chernovol, Prof., DSc., **Mykola Sviren**, Prof., DSc.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Theoretical Study of the Interaction of a Tuber with the Spiral of Potato Cleaner

Cleaning of potatoes from soil and plant residues is the most important element in their production, as the purity of the tubers, the absence of damage and the high performance of the harvest itself largely determine the efficiency of the entire industry. The creation of new cleaners of potato residues that are less metal-intensive, efficient and high-performing allows solving this problem successfully.

A new design of the spiral-type residue cleaner has been developed. It improves the performance of potato harvesting machines preventing operating elements from sticking with wet soil (by installing spirals with mutual overlapping). The separation intensity is achieved by eccentric installation of spirals.

A mathematical model of the movement of a tuber along the cleaning surface formed by two spirals is developed in order to substantiate the optimal kinematics and design parameters of a new spiral-type potato cleaner. On the basis of computer-calculated analytical expressions, graphical dependences between the parameters of the considered process of movement of a tuber between two adjacent spirals were constructed. That allowed identifying the optimal design and kinematics parameters of the spiral separator. While analyzing the kinematics of movement of a tuber along the surface of the spiral-type cleaner under conditions of contact of the tuber at two points to one spiral and at one point to another, we established that as the angular velocity of the spiral rotation increases, the transporting capacity of the operating element also increases, and the separation capacity is somewhat reduced.

potato, harvesting, cleaning from residues, movement, mathematical model, computer calculations

Одержано (Received) 29.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 04.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.33

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.59-66>

К.В. Васильковська, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: vasilkovskakv@ukr.net

Визначення раціональних параметрів пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок та інерційним видаленням зайвого насіння

В статті запропоновано нову конструкцію пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок на висівному диску та пасивним пристроєм, що дозволяє видаляти зайве насіння інерційним способом та забезпечити точний висів насіння просапних культур. Проведена серія досліджень запропонованого висівного апарата для насіння цукрових буряків дозволила визначити вплив розрідження у вакуумній камері висівного апарата та колової швидкості комірок на коефіцієнт заповнення комірок. Запропонована конструкція нового пневмомеханічного висівного апарата дозволяє значним чином знизити вакуум в системі, при цьому збільшується колова швидкість комірок висівного диска до значень поступальної швидкості посівного агрегату, що забезпечує сталу точку скидання насіння з висівного диска та однакові траєкторії їх польоту до борозни при якісному заповненні комірок. Для досягнення поставлених задач з визначення раціональних параметрів та режимів роботи висівного апарата використовувався метод планування багатофакторного експерименту. При цьому були визначені основні рівні та інтервали варіювання факторів для висіву насіння цукрових буряків при визначенні коефіцієнта заповнення комірок висівного диска. За допомогою пакету прикладних програм Statistica 6.0. для параметра оптимізації – коефіцієнта заповнення комірок побудовано поверхню відгуку та лінії рівного виходу.

пневмомеханічний висівний апарат, висівний диск, експеримент, коефіцієнт заповнення комірок, розрідження, колова швидкість комірок

К.В. Васильковская, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

Определение рациональных параметров пневмомеханического высевающего аппарата с периферийным расположением ячеек и инерционным выделением лишнего семени

В статье предложено новую конструкцию пневмомеханического высевающего аппарата с периферийным расположением ячеек на высевающем диске и пассивным устройством, которое позволяет удалять лишние семена инерционным способом и обеспечивает точный высев семян просапных культур. Проведенная серия исследований предложенного высевающего аппарата для семян сахарной свеклы позволила определить влияние разрежения в вакуумной камере высевающего аппарата и круговой скорости ячеек на коэффициент заполнения ячеек. Предложенная конструкция нового пневмомеханического высевающего аппарата позволяет значительным образом снизить вакуум в системе, при этом увеличивается круговая скорость ячеек высевного диска до значений поступальной скорости посевного агрегата, что обеспечивает постоянную точку сбрасывания семян с высевного диска и одинаковые траектории их полета к борозне при качественном заполнении ячеек. Для достижения поставленных задач с определением рациональных параметров и режимов работы высевного аппарата использовался метод планирования многофакторного эксперимента. При этом были определены основные уровни и параметры варьирования факторов для высева семян сахарной свеклы при определении коэффициента заполнения ячеек высевного диска. С помощью пакета прикладных программ Statistica 6.0. для параметра оптимизации – коэффициента заполнения ячеек построено поверхность отклика и линии равного выхода.

пневмомеханический высевающий аппарат, высевающий диск, эксперимент, коэффициент заполнения ячеек, разрежение, круговая скорость коморок

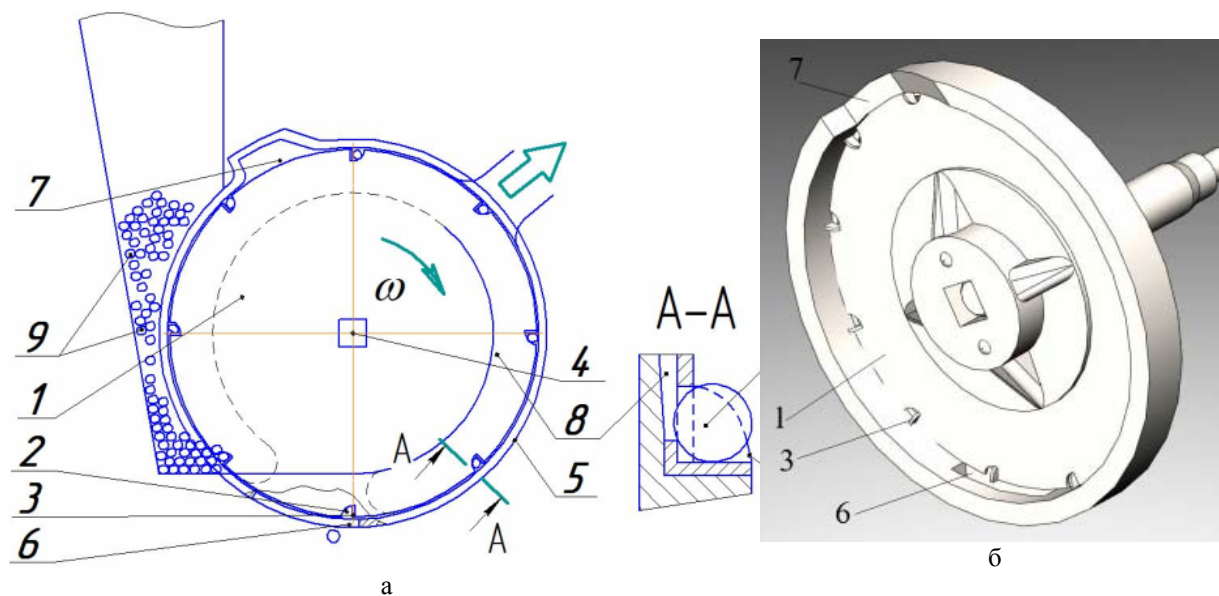
Постановка проблеми. Першочерговою умовою точного землеробства є отримання насінною своєї площі живлення, таким чином паросток отримує свій ореол існування та розвивається найкращим чином. Тому вибір обладнання для сільськогосподарського виробництва на початковому етапі, а саме: сівалки для точного висіву насіння – є першочерговою умовою майбутнього врожаю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сучасні пневмомеханічні висівні апарати для точного висіву, мають недоліки, серед яких: недостатня дозуюча здатність, що викликана обмеженістю колової швидкості висівного диска ($V_k \leq 0,5$ м/с) та присутністю випадкового неконтрольованого перерозподілу інтервалів між насіннями в борозні, який є наслідком великої відносної швидкості насіння при контакті з дном борозни під час руху сівалки на номінальних швидкостях ($V_c = 1,5 \dots 2,5$ м/с). Для виключення перерахованих недоліків пропонується збільшити колову швидкість висівного диска та узгодити її з поступальною швидкістю посівного агрегату. [1-7].

Постановка завдання. Відомі конструкції сучасних пневмомеханічних висівних апаратів не в повній мірі дозволяють вирішити дану задачу технологічно з урахуванням того, що однонасіннєвий потік насіння утворюється ще на початковому етапі його формування.

До того ж якість дозування насіння до дна борозни залежить від рівномірності розташування насіння на висівному диску. Тому вибір форми отворів диска є визначальною початковою умовою рівномірного дозування [6].

Виклад основного матеріалу. З метою підвищення технологічної ефективності точного висіву насіння на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Центральноукраїнського національного технічного університету зконструйовано та виготовлено дослідний зразок секції нової пневмомеханічної сівалки для точного висіву насіння просапних культур (рис. 1) [1, 2, 7].



а – схема; б – трьохвимірний модель
 1 – висівний диск; 2 – комірка; 3 – лопатка; 4 – приводний вал; 5 – корпус; 6 – висівне вікно;
 7 – пасивний пристрій для видалення зайвого насіння; 8 – вакуумна камера; 9 – насіння

Рисунок 1 – Запропонований пневмомеханічний висівний апарат:

Джерело: розроблено авторами із використанням [7]

Головною перевагою нового висівного апарата є наявність особливого висівного диска 1 з периферійним розташуванням комірок 2, за якими на його внутрішній поверхні розмішені лопатки 3 для примусового захоплення насіння в робочій камері апарата та подальшого його транспортування до зони скидання в борозну.

Висівний диск 1 з комірками 2 закріплено на приводному валу 4 та вставлено в циліндричну порожнину корпуса 5 апарата.

При обертанні висівного диска 1, комірки 2 з лопатками 3 входять в шар насіння, де під дією тиску зернового шару та сил тяжіння насінина самостійно потрапляє в комірку висівного диска. За допомогою лопатки 3 відбувається захоплення насінини висівним диском при першому контакті її із шаром насіння, тоді як інші насінини лише підштовхують ту, яка вже контактує з лопаткою, глибше до комірки 2. Таким чином відбувається надійне захоплення насінини та присмоктування її за допомогою повітряного потоку і утримання її в комірці. Після чого захоплена насінина рухається разом із диском.

Форму комірок висівного диска (рис. 2) виконано з розширенням в радіальному напрямку в бік нерухомої циліндричної поверхні корпуса, яка замикає їх об'єм та створює нерухомі зовнішні стінки від зони заповнення до зони висіву. В зоні висіву, на циліндричній поверхні корпуса виконано висівне вікно 6, яке розкриває комірки диска та забезпечує вільне випадіння насіння до дна борозни під дією сил тяжіння та залишкових відцентрових сил.

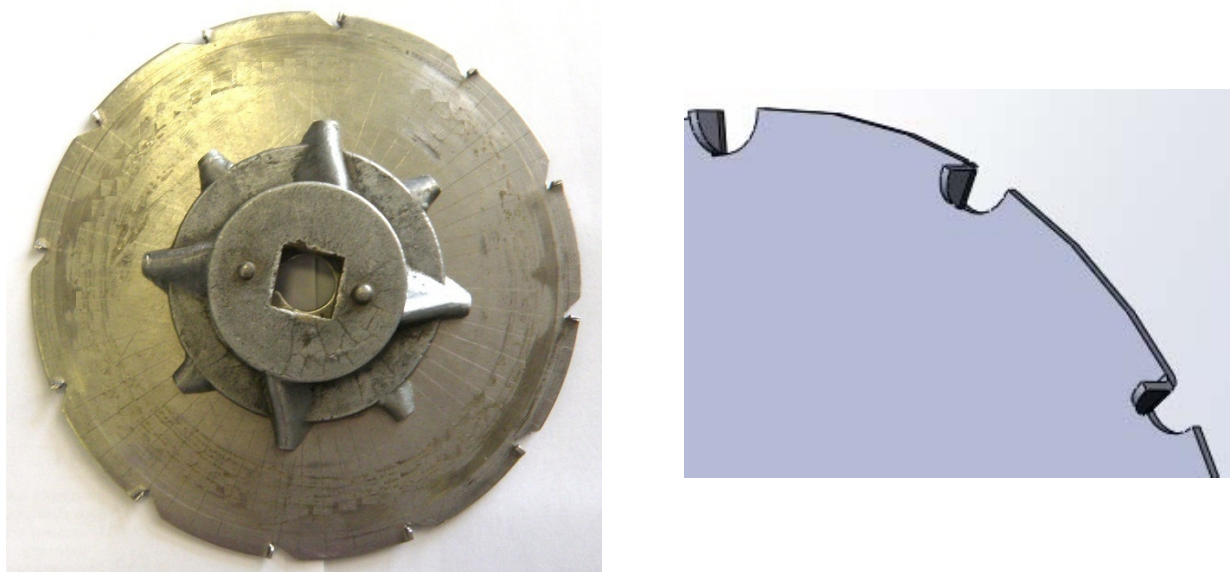


Рисунок 2 – Загальний вигляд та схема висівного диска з периферійним розташуванням комірок
Джерело: розроблено авторами із використанням [7]

З метою видалення зайвого насіння з комірок висівного диска у верхній частині циліндричної поверхні корпуса, над зоною заповнення, виконано пасивний пристрій 7, яким є спеціальна порожнина, до якої потрапляють зайві насінини, відокремлюються від диска, а потім падають в зону заповнення робочої камери.

Запропонована вдосконалена конструкція пневмомеханічного дискового висівного апарата збільшує надійність процесу заповнення комірок висівного диска, підвищує ефективність видалення зайвого насіння та надійність звільнення комірок в зоні висіву, до того ж унеможливує прояви основних недоліків базової конструкції. Забезпечення сталої точки скидання насіння із висівного диска та однакової траєкторії їх польоту до борозни, позитивно впливає на рівномірність розподілу інтервалів між насінням в борозні. Все це дає змогу підвищити колову швидкість висівного диска та збільшити продуктивності висівного апарата.

Перед реалізацією експериментальних досліджень було проведено рандомізацію дослідів для нівелювання впливу факторів, що не контролюються, та забезпечення об'єктивності їх при виборі об'єкта.

Для визначення оптимальних режимів роботи висівного апарата та раціональних його параметрів був використаний метод планування багатофакторного експерименту.

Серія проведених дослідів дозволила реалізувати матриці плану 2^2 Бокса-Хантера, в результаті чого встановлено вплив розрідження у вакуумній камері (ΔP) та колової швидкості комірок висівного апарату (V_k) на якість їх заповнення.

Матриця планування експерименту наведена в табл. 1.

Таблиця 1 – Матриця планування експерименту 2^2

Номер дослідів	ΔP , кПа	V_k , м/с
	x_1	x_2
1	-1	-1
2	+1	-1
3	-1	+1
4	+1	+1

Висівна здатність висівного апарату визначалась коефіцієнтом заповнення комірок, який дорівнює відношенню кількості фактично висіяного насіння за певний проміжок часу до кількості комірок висівного диска, що пройшли точку скидання за той же проміжок часу.

Оптимальний розподіл насіння в рядку може бути досягнуто при заповненні комірок без пропусків, тому критерієм оптимізації прийнято коефіцієнт заповнення комірок висівного диска.

Встановлено основні рівні та інтервали варіювання факторів для висіву насіння цукрових буряків для коефіцієнта заповнення комірок (табл. 2).

Таблиця 2 – Рівні факторів при висіві насіння цукрового буряка

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				натуральні			кодові		
				верхній	нульовий	нижній	верхній	нульовий	нижній
<i>I</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
Розрідження у вакуумній камері, кПа	ΔP	x_1	$\pm 0,2$	0,5	0,3	0,1	+1	0	-1
Колова швидкість комірок, м/с	V_k	x_2	$\pm 0,5$	2,5	2,0	1,5	+1	0	-1

Для цього етапу експериментальних досліджень використовувався диск з периферійним розташуванням комірок, кількість яких z дорівнювала 12 шт.

Розрідження у вакуумній камері вибрано на основі результатів досліджень [2, 6], відповідно до яких $\Delta P=0,1; 0,5$ кПа та додатково $\Delta P=0,3$ кПа.

Колову швидкість комірок V_k м/с вибрано на основі рекомендацій досліджень, результатів пошукового експерименту [7], відповідно до яких $V_k=1,5; 2,5$ м/с та додатково $V_k=2$ м/с.

Кут розкриття порожнини пасивного пристрою для видалення зайвого насіння в дослідженні становив $\varepsilon=25^\circ$ [7].

Отримано результати реалізації матриці планування експерименту (табл. 3).

Таблиця 3 – Отримано результати реалізації матриці планування експерименту 2²

Номер досліду	Фактори		Критерій
	Розрідження в вакуумній камері; ΔP , кПа	Колова швидкість комірок висівного диска; V_k , м/с	Коефіцієнт заповнення комірок; K , %
	x_1	x_2	y_2
1	0,1	1,5	83,4
2	0,5	1,5	128,6
3	0,1	2,5	59,1
4	0,5	2,5	114,6

Під час проектування експериментальної установки її конструкція була виконана з можливістю регулювання кожного з параметрів, які мали вплив на процес висіву насіння [2, 6].

Для обробки експериментальних даних застосовувався прикладний пакет STATISTICA 6.0 [8, 9], що дозволило побудувати статистичну математичну модель для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K , ($Y_1=K$).

Статистична оцінка отриманих результатів дозволяє зробити висновки, що досліді рівноточні, оскільки розрахункове значення критерію Кохрена G^P для параметра оптимізації Y при $n=4$ і $f_u=2$ становить $G^P=0,478$ і є меншими за табличне значення $G^P=0,7679$ [10-12], тому робимо висновки, що процес відтворюється. Дисперсія відтворюваності (помилка досліді) дорівнює 0,183.

За допомогою приладного пакету STATISTICA 6.0 отримано рівняння регресії:

$$Y_1 = 96,425 + 25,175x_1 - 9,575x_2 + 2,575x_1x_2 \quad (1)$$

Після отримання рівняння регресії для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K , були побудовані поверхні відгуку та лінії рівного виходу (рис. 3).

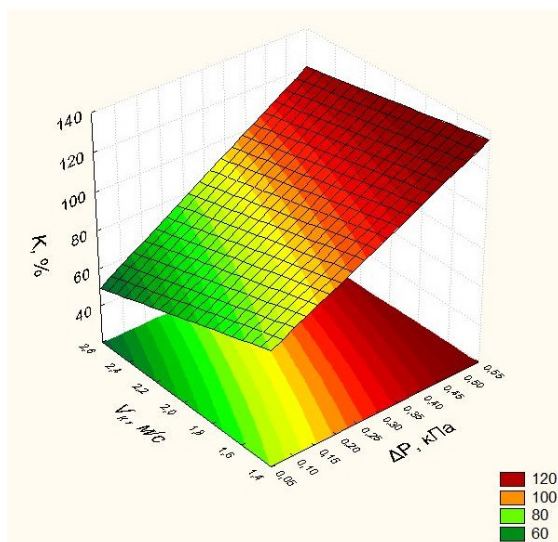


Рисунок 3 – Поверхня відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска

Джерело: розроблено авторами

Аналіз поверхні відгуку та ліній рівного виходу для оптимального значення коефіцієнта заповнення комірок K , дозволяє отримати раціональні значення досліджуваних факторів, зокрема:

- величина раціонального розрідження у вакуумній камері $x_1 \rightarrow \Delta P$, повинна знаходитись в межах від 0,20 до 0,30 кПа;
- раціональне значення колової швидкості комірок висівного диска $x_2 \rightarrow V_k$, повинно знаходитись в межах від 2,0 до 2,5 м/с.

Найбільш впливовим фактором на процес заповнення комірок висівного диска дослідного пневмомеханічного висівного апарату є величина розрідження, яка для досягнення коефіцієнтом заповнення комірок значення $K=100\%$, повинна становити $\Delta P=0,2 \dots 0,3$ кПа при колій швидкості комірок $V_k=2,0 \dots 2,5$ м/с.

Збільшення величини розрідження та зменшення колової швидкості комірок призводить до зростання коефіцієнту заповнення внаслідок погіршення умов скидання зайвого насіння.

Висновки. Найбільш впливовим фактором на процес заповнення комірок висівного диска дослідного пневмомеханічного висівного апарату є величина розрідження, яка для досягнення коефіцієнтом заповнення комірок значення $K=100\%$ повинна становити $\Delta P=0,2\dots0,3$ кПа при коловій швидкості комірок $V_k=2,0\dots2,5$ м/с.

Таким чином, конструкція досліджуваного пневмомеханічного апарата дозволить збільшити колову швидкість комірок та зменшити їх кількість на висівному диску, і в значній мірі зменшити розрідження у вакуумній камері.

Запропонований пневмомеханічний висівний апарат дозволяє підвищити технологічність процесу висіву насіння просяпних культур та зменшити його енергоємність.

Список літератури

1. Пневмомеханічний висівний апарат; заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет: пат. 77191 U Україна: МПК A01C 7/04 (2006.01). №u201203339; заявл. 20.03.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл. № 3.
2. Vasylovskaya K.V., Vasylovskiy O.M., Sviren M.O., Kulik G.A. Analysis of the works performed by pneumatic and mechanical seeding device without using vacuum, *INMATEH - Agricultural Engineering*. Vol.56, No.3. Bucharest / Romania, 2018. pp. 25-30.
3. Sydorchuk O., Lub P., Malanchuk O. Impact of meteorological conditions on the need in adaptive performing of technological operations of soil tillage and crop sowing, *ECONTECHMOD: an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes*. V. 3, No. 4. Lublin-Rzeszów / Poland, 2014. pp. 35-39.
4. Rybar R. Influence of elements of the sowing machine on the yield and developmental dynamics of the grown sugar-beet, *Listy cukrov*, 115/3. Prague / Czech Republic.1999. pp. 74-76.
5. Mursec B., Vindis, P., Janzekovic, M., Cus, F., Brus, M. Analysis of the quality of sowing by pneumatic sowing machines for sugar beet. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 22.1. Gliwice / Poland, 2007. pp. 85-88.
6. Васильковська, К.В.; Васильковський О.М. Вплив форми і типу комірок висівного диска на якість дозування насіння, *Eastern European Journal of latest technology*, Vol.6, No.7 (72). Kharkov / Ukraine, 2014. pp. 33-36. DOI: 10.15587/1729-4061.2014.29272.
7. Васильковська К.В. Обґрунтування параметрів універсального пневмомеханічного висівного апарата точного висіву: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Кіровогр. нац. техн. ун-т. Кіровоград, 2014. 200 с.
8. Боровиков, В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: для профессионалов. СПб.: Питер, 2003. 688 с.
9. Вуколов, Э. А. Основы статистического анализа. Практикум по статистическим методам и исследованию операций с использованием пакетов STATISTICA и EXCEL: учебн. пособ. Москва: Форум, 2008. 464 с.
10. Васильковський О.М., Лещенко С.М., Васильковська К.В., Петренко Д.І. Основи наукових досліджень. Перші наукові кроки: навч. посіб. для студ. агротехн. спец. . Харків: Мачулін, 2019. 164 с. ISBN 978-617-7767-56-4.
11. Петренко, М. М. Основи наукових досліджень в сільськогосподарському машинобудуванні. Кіровоград: Кіровоградське державне видавництво, 1997. 148 с.
12. Хайліс, Г. А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: навч. посіб. Київ: НМКВО, 1992. 320 с.

Referencis

1. Petrenko, M.M., Vasylovsky, M. I., Vasylovskaya, K.V. (2013), Pat. 77191 U Ukraine, IPC A01S 7/04 (2006.01). Pnemo-mechanical seeding machine. №201203339; stated. March 20, 2012; has been published Feb 11, 2013, Bul. No. 3. [in Ukrainian].
2. Vasylovskaya, K.V., Vasylovskiy, O.M., Sviren, M.O. & Kulik, G.A. (2018). Analysis of the works performed by pneumatic and mechanical seeding device without using vacuum, *INMATEH - Agricultural Engineering*. Vol.56, No.3. – Bucharest / Romania, pp. 25-30 [in English].
3. Sydorchuk, O., Lub, P. & Malanchuk, O. (2014), Impact of meteorological conditions on the need in adaptive performing of technological operations of soil tillage and crop sowing, *ECONTECHMOD*:

- an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes*. V. 3, No. 4, - Lublin-Rzeszów / Poland, pp. 35-39; [in English].
4. Rybar R., (1999), Influence of elements of the sowing machine on the yield and developmental dynamics of the grown sugar-beet, *Listy cukrov*, 115/3. pp. 74-76, Prague / Czech Republic [in English].
 5. Mursec B., Vindis, P., Janzekovic, M., Cus, F., Brus, M., (2007), Analysis of the quality of sowing by pneumatic sowing machines for sugar beet, *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 22.1: pp. 85-88, Gliwice / Poland [in English].
 6. Vasylykovska, K.V. & Vasylykovskyy, O.M. (2014). Influence of the shape and type of seed cells drive on the quality of dispensing seeds, *Eastern European Journal of latest technology*, Vol.6, No.7 (72), 33-36 (DOI: 10.15587/1729-4061.2014.29272) [in Ukrainian].
 7. Vasylykovska, K.V. (2014). Obgruntuvannya parametriv universalnoho pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata tochnoho vysivu: dysertatsiia na zdobuttia naukovooho stupenia kandydata tekhnichnykh nauk: spets. 05.05.11. «Mashyny i zasoby mekhanizatsii silskohospodarskoho vyrobnytstva». Kirovohrad [in Ukrainian].
 8. Borovykov, V. (2003). *STATISTICA. Yskusstvo analiza dannykh na kompiutere: Dlia professyonalov*. SPb.: Pyter. 688 p. (in Russian).
 9. Vukolov, E. A. (2008). *Osnovy statystycheskoho analiza. Praktikum po statystycheskym metodam y yssledovaniyu operatsyi s yspolzovanyem paketov STATISTICA y EXCEL: Uchebnoe posobie*. Moscow: Forum [in Russian].
 10. Vasylykovskiy, O.M., Leshchenko, S.M. & Vasylykovska, K.V., Petrenko D.I. (2019). *Osnovy naukovykh doslidzhen. Pershi naukovy kroky*. Kharkiv: Machulin, 164 p. ISBN 978-617-7767-56-4. [in Ukrainian].
 11. Petrenko, M.M. (1997). *Osnovy naukovykh doslidzhen v silskohospodarskomu mashynobuduvanni*. Kirovohrad: Kirovohradske derzhavne vydavnytstvo [in Ukrainian].
 12. Khailis, H.A. & Konovaliuk, D.M. (1992). *Osnovy proektuvannya i doslidzhennia silskohospodarskykh mashyn*: Navch. Posibnyk. Kyiv: NMKVO [in Ukrainian].

Kateryna Vasylykovska, PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Determination of Rational Parameters Pneumomechanical Seeding Machine with Peripheral Arrangement of the Cell and Inertial Edition of Extra Seeds

Modern pneumatic sowing drill devices of high precision, despite a long history of their creation and improvement, have several disadvantages, the main ones are: insufficient dosing capacity caused by limited seed angular velocity of the disk ($V_k \leq 0,5$ m/s) and the presence of uncontrolled redistribution random intervals between the seeds in the furrow, because of the high relative speed of the seed in contact with the latter during the drills movement with nominal speeds ($V_c = 1,5...2,5$ m/s). Eliminating these deficiencies is achieved by increasing the angular velocity of the sowing disk and its harmonization with the drills travelling speed.

In the article we provide the new design of pneumatic sowing machine with peripheral cells on the seed disk and a passive device for removing extra seeds with inertia method for precise seeding of cultivated crops. A series of studies was proposed for sugar beet seeds sowing device, we defined the influence of dilution in a vacuum chamber of sowing device and angular velocity cell seed disk on the cells filling factor. The design of the new pneumatic sowing machine can significantly reduce the vacuum in the system having increased the angular speed in cell seed disk to the values of seeding device travelling speed, thus provide a constant point of seeds drop from the seed disc at the same trajectory of their flight to the furrows and the qualitative cells filling. To determine the rational parameters and modes of sowing device we used method of multifactor experiment planning. We determined the main levels and intervals of varying factors for sugar beet sowing along with determining the filling factor of cell seed disk. With application of package Statistica 6.0. for parameter optimization - cell seed disk filling factor was constructed response surface and line of even output.

Thus, the design of the investigated pneumomechanical apparatus will allow to increase the circular velocity of the cells and reduce their number on the seeding disk, and to a considerable extent reduce the vacuum in the vacuum chamber. The proposed pneumomechanical seeding machine allows to increase the processability of sowing seeds of sown crops and reduce its energy intensity.

pneumomechanical seeding machine/device, seed disc, experiment, cells filling factor, dilution, cells angular speed

Одержано (Received) 29.09.2019

Прорецензовано (Reviewed) 24.10.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.362

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.67-74>

О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, **С.М. Лещенко**, доц., канд. техн. наук,
С.М. Мороз, доц., канд. техн. наук, **Д.І. Петренко**, доц., канд. техн. наук

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: olexa74@ukr.net*

Експериментальні дослідження енергоємності роботи відцентрового прямооточного сепаратора зерна

У статті наведено результати експериментальних досліджень енергоємності роботи оригінального відцентрового прямооточного повітряно-решітного очисника зернового вороху, в основу якого покладено багатофункціональний робочий орган – лопатевий ротор. У попередніх дослідженнях нами встановлені основні закономірності зміни енергетики даного сепаратора при роботі в режимі холостого ходу. Проведена нова серія експериментальних досліджень дозволила отримати залежності повної потужності на привід лопатевого ротора та потужності, що витрачається на розгін і переміщення зерна по решету від основних конструктивних та технологічних параметрів відцентрового прямооточного сепаратора зерна.

зерно, енергоємність, потужність, відцентровий прямооточний сепаратор, лопатевий ротор, показник кінематичного режиму, продуктивність, подача

А.М. Васильковский, доц., канд. техн. наук, **С.Н. Лещенко**, доц., канд. техн. наук, **С.Н. Мороз**, доц., канд. техн. наук, **Д.И. Петренко**, доц., канд. техн. наук

Центральноукраинский национальный технический университет, г. Кропивницкий, Украина

Экспериментальные исследования энергоёмкости работы центробежного прямооточного сепаратора зерна

В статье приведены результаты экспериментальных исследований энергоёмкости работы оригинального центробежного прямооточного воздушно-решетного очистителя зернового вороха, в основу которого положен многофункциональный рабочий орган - лопастной ротор. В предыдущих исследованиях нами установлены основные закономерности изменения энергетики данного сепаратора при работе в режиме холостого хода. Проведенная новая серия экспериментальных исследований позволила получить зависимости полной мощности на привод лопастного ротора и мощности, расходуемой на разгон и перемещения зерна по решету от основных конструктивных и технологических параметров центробежного прямооточного сепаратора зерна.

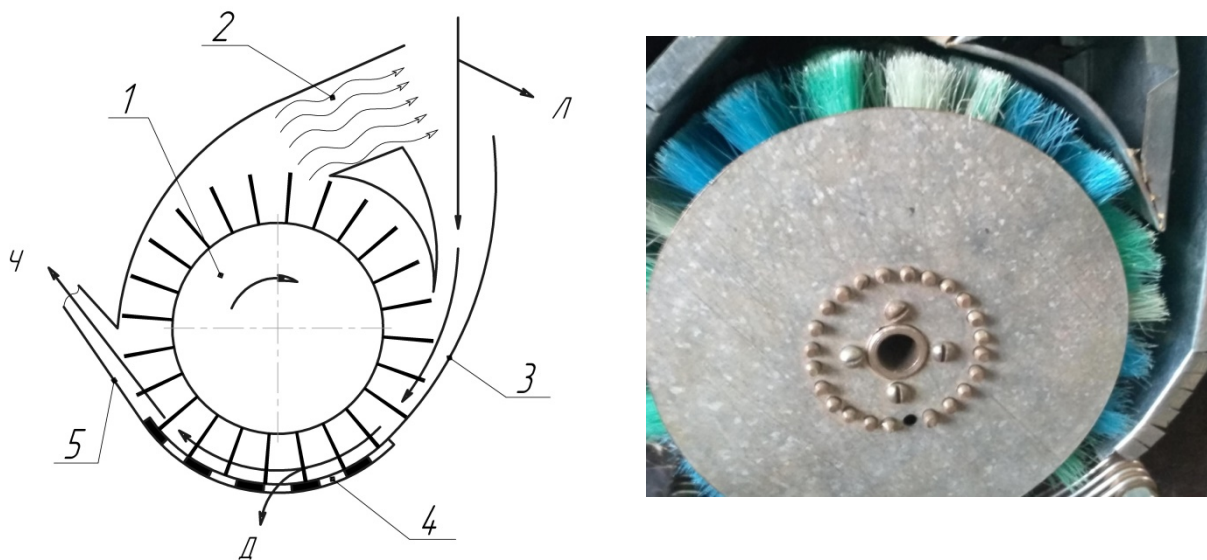
зерно, энергоёмкость, мощность, центробежный прямооточный сепаратор, лопастной ротор, производительность, подача

Постановка проблеми. Під час створення, удосконалення та проведення досліджень сільськогосподарських машин основна увага багатьох авторів приділяється встановленню і обґрунтуванню показників технологічної ефективності – продуктивності, якості тощо, які дійсно є первинними з позиції привабливості для потенційних покупців. При цьому такі показники як витрати потужності або питома енергоємність процесу часто залишаються поза увагою науковців.

Енергетичні характеристики – важлива складова експлуатаційної ефективності роботи сільськогосподарської техніки, зокрема, зерноочисних машин, яка впливає на собівартість готової продукції, а значить, і на її конкурентоздатність. Тому створення нових, або суттєве удосконалення відомих конструкцій кожного разу потребує проведення додаткових досліджень з метою отримання об'єктивних даних про енергетику для чіткого розуміння фізики процесів, що протікають на робочих органах і обґрунтування раціональних значень конструктивних та технологічних параметрів зерноочисних машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Створенню нових конструкцій, вдосконаленню та всебічному дослідженню робочих органів зернових сепараторів присвячено наукові роботи багатьох вітчизняних і закордонних вчених [1-9], при цьому основну увагу сконцентровано на забезпеченні високих показників технологічної ефективності. У деяких випадках це пояснюється достатнім ступенем вивченості основних енергетичних показників роботи зерноочисних машин [10-12], у інших – практично «нульовою» енергетикою процесу на робочих органах гравітаційних безприводних машин [13].

Працівниками кафедри сільськогосподарського машинобудування ЦНТУ розроблено і виготовлено конструкцію інерційного прямоточного сепаратора (рис.1), що забезпечує повітряне і решітне очищення зернових сумішей [14-16].



1- лопатевий ротор; 2- повітряний канал; 3- напрямник; 4- дуговидне підсівне решето; 5- інерційний вивантажувач очищеного зерна; Л- легкі домішки; Д- дрібні домішки; Ч- очищене зерно

Рисунок 1 – Схема і загальний вигляд дослідного пневморешітного сепаратора зерноочисної машини
Джерело: розроблено авторами



Рисунок 2 – Загальний вигляд дуговидного підсівного решета і лопатевого ротора дослідного пневморешітного сепаратора зерноочисної машини
Джерело: розроблено авторами

Робота дослідного сепаратора здійснюється наступним чином. При обертанні ротора, завдяки наявності лопаток, створюється потужний повітряний потік, який використовується для видалення легких домішок на виході з каналу 2 ще під час подачі зернового вороху. Очищена від легких домішок маса спрямовується по напрямнику 3 до дуговидного підсівного решета 4, в процесі чого захоплюється лопатками ротора 1 і розганяється, розтягуючись в шар товщиною в «одне зерно». Виділення дрібних домішок на решеті відбувається під дією відцентрової сили при сприянні сили тяжіння часток. Очищене зерно виводиться з машини завдяки наявності значної початкової швидкості при сходженні з решета і потрібного кута встановлення вивантажувача 5. Очищення отворів решета від забивання здійснюється тими ж щітковими лопатками ротора

В результаті проведення патентного пошуку, аналогів її не виявлено ні в Україні, ні в світі. Під час проведення експериментальних досліджень нами були встановлені основні показники енергоємності роботи даного сепаратора в режимі холостого ходу (без подачі зернового вороху) [17].

Постановка завдання. З урахуванням викладеного вище, актуальною задачею на сьогодні є визначення загальної потужності на привід сепаратора, потужності, що витрачається безпосередньо на переміщення зерна по решету, а також встановлення їх залежностей від основних конструктивних параметрів лопатевого ротора та продуктивності машини.

Виклад основного матеріалу. Вирішення поставленого завдання здійснювали на лабораторному стенді, який повністю відтворює експериментальний сепаратор. Лопатевий ротор приводиться в дію від електродвигуна, посередництвом клинопасових передач і варіатора, яким встановлювали потрібну частоту його обертання. Вимірювання потужності на привід лопатевого ротора здійснювали вимірювали приладом К 50.

Серед найбільш впливових факторів на енергоємність процесу нами встановлено два:

- продуктивність сепаратора (подача зернового вороху) – основний технологічний показник;
- показник кінематичного режиму – комплексна конструктивна характеристика, яка одночасно враховує два параметри – радіус і кутову швидкість ротора:

$$K = \frac{\omega^2 R}{g},$$

де ω – кутова швидкість лопатевого ротора, рад/с;

R – радіус ротора, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

У дослідях використовували один і той же ворох пшениці масою 10кг. Засміченість дрібними домішками становила 5%. Вологість маси – 13,6%. Продуктивність (подачу) регулювали відповідним відкриттям заслінки на бункері з контролем секундоміром.

Діапазон варіювання продуктивності – $q = 0,2 \dots 1,25$ кг/с., що відповідає питомим навантаженням на решето $q_b = 2 \dots 12,5$ кг/м с і $q_f = 10 \dots 62,5$ кг/м² с. Кількість рівнів варіювання (точок) – 7 ($q = 0,2; 0,23; 0,28; 0,43; 0,58; 0,83; 1,25$ кг/с.).

Показник кінематичного режиму варіювали в діапазоні $K 113 \dots 314$. Для досягнення вказаних значень встановлювали кутову швидкість ω ротора на чотирьох

рівнях – 94 рад/с, 115 рад/с, 136 рад/с та 157 рад/с при постійному радіусі ротора $R = 0,125$ м. Всі досліді проводилися на роторі з кількістю щіткових лопаток – 24.

Обробка отриманих результатів експериментальних досліджень здійснювалась за загальноприйнятою методикою [18].

На рис. 3 наведено залежності витрат повної потужності на привід лопатевого ротора від подачі для чотирьох значень показника кінематичного режиму роботи .

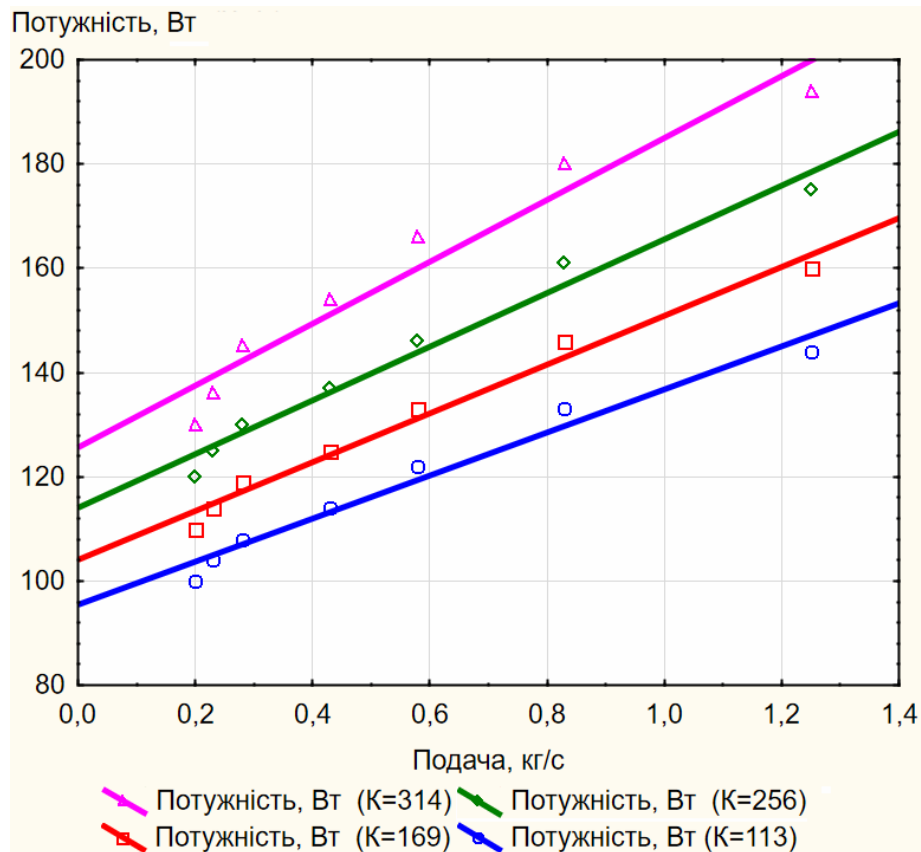


Рисунок 3 – Залежності витрат повної потужності на привід лопатевого ротора від подачі для різних значень показника кінематичного режиму

Джерело: розроблено авторами

Отримані дослідні дані достатньо адекватно можна описати лінійними поліномами

При апроксимації дослідних даних (рис. 3) з лінійним наближенням, емпіричні рівняння регресії матимуть вигляд:

- для кутової швидкості ротора $\omega = 94$ рад/с (показник кінематичного режиму $K=113$):

$$N_{\text{заг}}^{113} = 95,4 + 41,4 \cdot q ;$$

- для кутової швидкості ротора $\omega = 115$ рад/с (показник кінематичного режиму $K=113$):

$$N_{\text{заг}}^{169} = 104,2 + 46,8 \cdot q ;$$

- для кутової швидкості ротора $\omega = 136$ рад/с (показник кінематичного режиму $K=256$):

$$N_{\text{заг}}^{256} = 114,0 + 51,7 \cdot q;$$

- для кутової швидкості ротора $\omega = 157$ рад/с (показник кінематичного режиму $K=314$):

$$N_{\text{заг}}^{314} = 125,6 + 59,5 \cdot q;$$

Для встановлення потужності, що витрачається безпосередньо на переміщення зерна відніmemo від відповідних значень повної (рис. 3), значення потужностей холостого ходу, визначені нами раніше [17]. Отримані залежності наведено на рис. 4

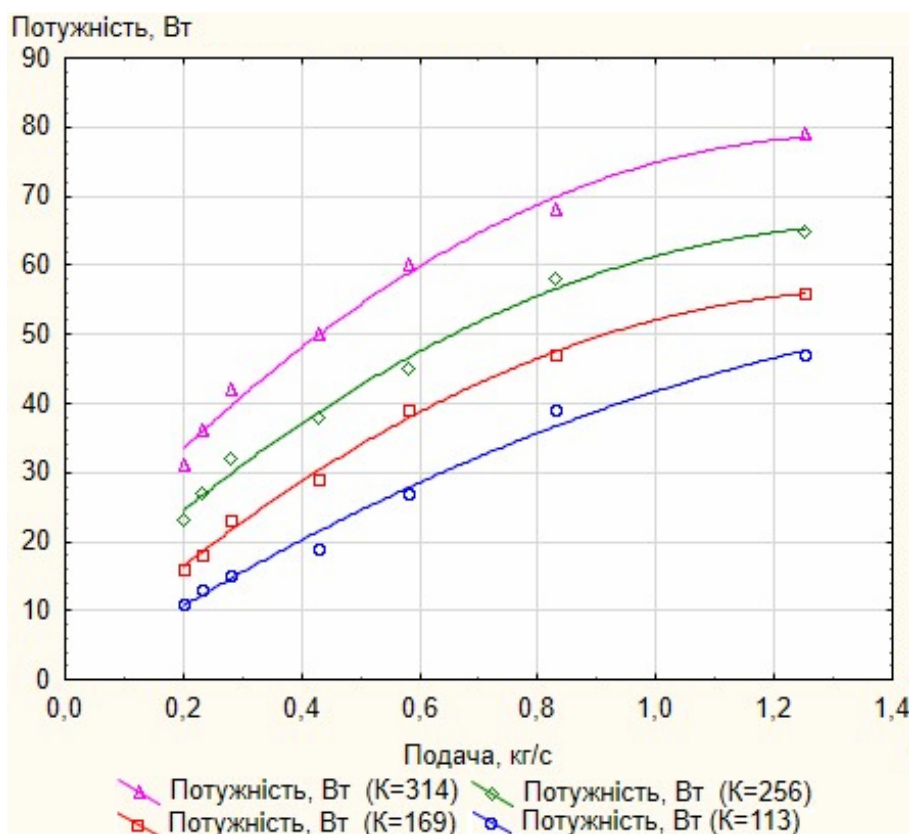


Рисунок 4 – Залежності витрат потужності на переміщення зерна по дугоподібному решету відцентрового прямоточного сепаратора зерна від подачі для різних значень показника кінематичного режиму

Джерело: розроблено авторами

Отримані залежності свідчать про нелінійний характер зміни потужності на переміщення при зростанні продуктивності. Емпіричні поліноми мають вигляд:

- для кутової швидкості ротора $\omega = 94$ рад/с ($K=113$):

$$N_{\text{п}}^{113} = 56,4 \cdot q - 14,6 \cdot q^2;$$

- для кутової швидкості ротора $\omega = 115$ рад/с ($K=169$):

$$N_{\Pi}^{169} = 1,9 + 78,3 \cdot q - 28,0 \cdot q^2 ;$$

- для кутової швидкості ротора $\omega = 136$ рад/с ($K=256$):

$$N_{\Pi}^{256} = 9,4 + 80,8 \cdot q - 28,9 \cdot q^2 ;$$

- для кутової швидкості ротора $\omega = 157$ рад/с ($K=314$):

$$N_{\Pi}^{314} = 15,9 + 94,5 \cdot q - 35,6 \cdot q^2 .$$

Зменшення приросту потужності при пропорційному збільшенні подачі може свідчити про суттєве збільшення товщини шару зерна (понад 1 шар) на решеті і наявності внутрішньосферових відносних переміщень часток, коли задіяні коефіцієнти внутрішнього тертя, які мають менші значення ніж зовнішні. Перевірку висловленої гіпотези щодо наявності внутрішньосферових відносних переміщень часток можна перевірити шляхом проведення швидкісної відеозйомки. Крім того, опосередковано, підтвердженням може слугувати зменшення якості сепарації при збільшенні подачі.

Висновки. Шляхом реалізації експериментальних досліджень вдалося встановити наступне.

1. Повна потужність на привід лопатевого ротора пропорційна до подачі і знаходиться в діапазоні $N_{\text{злг}}=100...194$ Вт при показниках кінематичного режиму $K=113...314$ на подачах $q=0,2...1,25$ кг/с, що відповідають питомим значенням $q_b=2...12,5$ кг/м с та $q_F=10...62,5$ кг/м² с.

2. Потужність, що витрачається безпосередньо на переміщення зерна по решету знаходиться в межах $N_{\Pi}=10...78$ Вт при зазначених вище режимах і подачах. При цьому характеризується зменшення її приросту при пропорційному збільшенні подачі свідчить про можливе суттєве збільшення товщини шару зерна на решеті і наявність внутрішньосферових відносних переміщень часток.

3. Перевірки гіпотези щодо наявності внутрішньосферових відносних переміщень часток вимагає проведення додаткових експериментів.

Список літератури

1. Авдеев Н.Е., Чернухин Ю.В., Странадко О.Г. Поиск новых принципов сепарирования. *Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий*. 2012. (3). С. 24-26.
2. Васильковский М. И. Повышение эффективности сепарации зерна на быстровращающемся цилиндрическом решете: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.20.01. Воронеж. 1987. 24 с.
3. Комаристов В. Ю., Петренко М. М. Довідник з механізації післязбиральної обробки зерна. Київ: Урожай, 1990. 194 с.
4. Котов Б. І., Степаненко С. П., Пастушенко М. Г. Тенденції розвитку конструкцій машин та обладнання для очищення і сортування зерно матеріалів. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2003. Вип. 33. С.53-59.
5. Півень М. В. Обоснование процесса сепарирования зерновых смесей плоскими вибрационными решетками. *Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin. 2015. Vol.17. №7. С. 163-169.
6. Тищенко Л. Н. та ін. Идентификация скорости прохождения частиц зерновой смеси через отверстия решет вибрационных зерновых сепараторов. *Восточноевропейский журнал передовых технологий*. 2016. Вып. 2(7). С. 63-69.
7. Бакум М. В., Кречот М. М., Абдуев М. М. Результати досліджень впливу регулювальних параметрів на ефективність розділення насінневої суміші редиски пневматичним сепаратором з нахиленим каналом. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Сер. Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2016. Вип.10 (2). С. 67-71.

8. Завгородний А. И., Монтасер Х. Определение рациональной интенсивности колебаний рабочих органов вибросепаратора зерновых смесей. *Інженерія природокористування*. 2015. Вип. 1(3). С. 34-39.
9. Stanger E.A. Grain - cleaning machinery. *Milling feed and fertiliser*. 1977. Vol. 160. № 8. P. 11-15.
10. Кожуховский И. Е. Зерноочистительные машины. Москва: Машиностроение, 1974. 200 с.
11. Гладков Н. Г. Зерноочистительные машины. 2-е изд. перераб. и доп. Москва: Машгиз, 1961. 368 с.
12. Тиц Э.Л. и др. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. Москва: Машиностроение, 1967. 447 с.
13. Голячук С.С. Сепарування зернових мас з використанням сил гравітації. *Міжвузівський збірник «Наукові нотатки»*. 2012. Вип. 39. С.27-33.
14. Повітряно-решітний сепаратор. пат. 85117 Україна: МПІК (2006) B07B 13/08, B07B 7/00, B02B 3/00. №a200703659; заявл. 03.04.2007; опубл. 25.12.2008, Бюл. № 24.
15. Nesterenko O. V., Leshchenko S. M., Vasylovskiy O. M., Petrenko D. I. Analytical assessment of the pneumatic separation quality in the process of grain multilayer feeding. *INMATEH. Agricultural Engineering*. Romania. Bucharest: INMA. Vol. 53. No3. 2017. P. 65-70.
16. Мороз С. М. Васильковський О. М., Філімоніхін Г. Б. Анісімов О. В. Енергетичний аналіз роботи завантажувальних транспортерів зерноочисних машин загального призначення. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2012. Вип. 42 (1). С. 106-116.
17. Васильковський О.М., Лещенко С.М., Мороз С.М., Петренко Д.І. Дослідження енергоємності холостого ходу відцентрового сепаратора зерна. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2018. Вип. 48. С. 176-183.
18. О. Васильковський, С. Лещенко, К. Васильковська, Д. Петренко. Підручник дослідника. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей. Харків: Мачулін, 2016. 204 с.

Referencis

1. Avdeev, N.E., Chernuhin, Yu.V. & Stranadko, O.G. (2012). Poisk novyih printsipov separirovaniya [Search for new principles of separation]. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta inzhenernykh tekhnologiy*. (3). 24-26. [in Russian].
2. Vasylovskiy, M. I. (1987). Povyishenie effektivnosti separatsii zerna na bystrovraschayuschemsya tsilindricheskom reshete [Improving the efficiency of grain separation on a rapidly rotating cylindrical sieve]. avtoref. dis. na soiskanie nauch. stepeni kand. tehn. nauk. 05.20.01. Voronezh [in Russian].
3. Komaristov, V. Yu. & Petrenko, M. M. (1990). *Dovidnik z mehanizatsiyi pishyazbiralnoyi obrobki zerna* [Handbook for mechanization of post-harvest grain processing]. Kyiv: Urozhay [in Russian].
4. Kotov, B. I., Stepanenko S. P. & Pastushenko, M. H. (2003). Tendentsii rozvytku konstrukttsii mashyn ta obladnannya dlia ochyshchennia i sortuvannya zerno materialiv [Trends in the design of machinery and equipment for cleaning and sorting grain materials]. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia s-h mashyn*, Vol. 33, 53-59 [in Ukrainian].
5. Piven, M.V. (2015.). Obosnovanye protsessa sepyrovaniya zernovykh smesei ploskymy vybratsyonnyimi reshetami [Justification of the process of separation of grain mixtures with flat vibrating sieves]. *Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture*, Vol.17 (7), 163-169 [in Russian].
6. Tyshchenko, L.N. et al. (2016). Ydentyfikatsiya skorosty prokhozhdenniya chastyts zernovoi smesy cherez otverstiya reshet vybratsyonnykh separatorov [Identification of the rate of passage of particles of the grain mixture through the openings of sieves of vibration grain separators]. *Vostochnoevropeyskyi zhurnal peredovykh tekhnologiy*, Vol. 2 (7), 63-69 [in Russian].
7. Bakum, M.V., Kreko, M.M. & Abduiev, M.M. (2016). Rezultaty doslidzhen vplyvu rehuliuvalnykh parametriv na efektyvnist rozdilennia nasinnievoi sumishi redysky pnevmatychnym separatorom z nakhylenym kanalom [Results of research on the influence of the regulation parameters on the separation efficiency of the radish seed mixture by a pneumatic separator with a tilted channel]. *Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Ser. Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychyykh protsesiv*, Vol. 10 (2), 67-71 [in Ukrainian].
8. Zavhorodnyi, A.Y. & Montaser Kh. (2015). Opredelenie ratsyonalnoi yntensyvnyosti kolebaniy rabochykh orhanov vybroseparatora zernovykh smesei [Determination of rational intensity of oscillations of working organs of vibroseparator of grain mixtures]. *Inzheneriia pryrodokorystuvannya*, Vol. 1(3), 34-39 [in Russian].
9. Stanger, E.A. (1977). Grain - cleaning machinery. *Milling feed and fertiliser*, Vol. 160. № 8. 11-15 [in English].

10. Kozhukhovskiy, Y.E. (1974). *Zernochoystytelnye mashyny [Grain Cleaning Machines]*. Moscow: Mashynostroenye [in Russian].
11. Hladkov, N.H. (1961). *Zernochoystytelnye mashyny [Grain Cleaning Machines]*. (2d ed.). Moscow: Mashhyz [in Russian].
12. Tits E.L. et al. (1967). *Mashyny dlya posleuborochnoy potochnoy obrabotki semyan [Machines for post-harvesting seed treatment]*. Moscow: Mashynostroenie [in Russian].
13. Holiachuk, S.Ie. (2012). Separuvannia zernovykh mas z vykorystanniam syl hravitatsii [Separation of grain masses using gravity forces]. *Mizhvuzivskyi zbirnyk «Naukovi notatky», Vyp. 39*, 27-33 [in Ukrainian].
14. Povitriano-reshitnyi separator [Air-lattice separator]. pat. 85117 Ukraina: MPK (2006) B07B 13/08, B07B 7/00, B02B 3/00. №a200703659; zaivl. 03.04.2007; opubl. 25.12.2008, Biul. № 24 [in Ukrainian].
15. Nesterenko, O.V., Leshchenko, S.M., Vasylovskiy, O.M. & Petrenko, D.I. (2017). Analytical assessment of the pneumatic separation quality in the process of grain multilayer feeding. *INMATEH. Agricultural Engineering, Vol. 53 (3)*, 65-70 [in English].
16. Moroz, S.M., Vasylovskiy, O.M., Filimonikhin, H.B. & Anisimov, O.V. (2012). Enerhetychnyi analiz roboty zavantazhuvannykh transporteriv zernoochysnykh mashyn zahalnoho przyznachennia. [Power analysis of the work of the loading conveyors of general cleaning machines]. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn Zahalnodzhdavnyi mizhvidomchyi nauko-tekhnichnyi zbirnyk, Vol. 42 (1)*, 106-116 [in Ukrainian].
17. Vasilkovskiy, O.M., Leshchenko, S.M., Moroz, S.M. & Petrenko, D.I. (2018). Doslidzhennya energoemnosti holostogo hodu vldtsentrovogo separatora zerna. [Investigation of the idling power of the centrifugal grain separator]. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Zahalnodzhdavnyi mizhvidomchyi nauko-tekhnichnyi zbirnyk, Vol. 48*, 176-183 [in Ukrainian].
18. Vasylovskiy, O., Leshchenko, S., Vasylovska, K. & Petrenko, D. (2016). *Pidruchnyk doslidnyka. Navchalnyi posibnyk dlia studentiv ahrotekhnichnykh spetsialnostei [Tutorial of the researcher. A manual for students of agrotechnical specialties]*. Kharkiv: Machulin [in Ukrainian].

Olexiy Vasylovskiy, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Sergiy Leshchenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Sergiy Moroz**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Dmytro Petrenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Investigation of the Energy Intensity of the Idle Speed of the Centrifugal Grain Separator

The purpose of the work is an experimental study of the components of the power on the drive of the original centrifugal pneumatic grate grain separator, as well as to determine the dependence of power on the basic design parameters of the impeller rotor and machine performance. Obtaining these regularities allows the design of centrifugal direct-flow grain-cleaning machines of different performance and to predict their energy performance in advance.

The experiments were performed on a grain mixture of wheat with a moisture content of 13.6%. Contamination with small impurities was 5%. The main studies were performed on a laboratory stand that completely reproduces the experimental separator. The basis of the separator is the original arcuate sieve and the blade rotor - grain accelerator. The number of rotor blades was 24. Determination of power per drive was carried out using the device K-50. During the experiments, two factors were changed - productivity (flow) and the kinematic index, which is a complex indicator and takes into account the radius and angular velocity of the rotor blade. As a result of the experiment, the dependences of the full power consumption for the drive of the blade rotor on the feed were obtained for different values of the kinematic mode index. Taking into account the previous experiments on determining the idling power, we determined the dependence of the power costs for the movement of grain on the arcuate sieve of a centrifugal flow separator from the feed for different values of the kinematic mode index.

The total power on the drive of the rotor blade is proportional to the feed and is in the range of 100... 194 watts at kinematic indexes 113... 314 at feeds of 0.2... 1.25 kg / s. The power consumed to move the grain along the sieve is 10... 78 watts. In this case, there is a decrease in power gain with a proportional increase in flow, which can be explained by the movement of particles between layers. Additional tests are required to test the hypothesis of the relative movement of particles between layers.

grain, power consumption, power, centrifugal flow separator, blade rotor, kinematic index, productivity, flow

Одержано (Received) 22.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 03.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 621.436.016

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.75-82>**А.А. Дикий, асист., П.С. Воляк, асист., Э.П. Банарь, асист.***Государственный аграрный университет Молдовы, г. Кишинёв, Молдова**e-mail: p.voleac@gmail.com, alex.dichii@mail.ru, edu.banari@gmail.com*

Математическое моделирование энергетических и экономических параметров двигателя 4DC-125/110 работающего на различных видах топлива на основании теплового расчета

В статье представлена математическая модель теплового расчета двигателей с воспламенением от сжатия. В качестве примера выбрана конкретная модель 4DC-125/110, на основе которой определены энергетические и экономические показатели двигателя для питания альтернативными видами топлива с целью выявления наилучших результатов. Использование результатов теоретического анализа на практике позволит более эффективно и обоснованно подходить к выбору топлива для дизельных двигателей внутреннего сгорания.

биотопливо, метан, дизтопливо, тепловой расчет, традиционное топливо, рапсовое масло, эффективная мощность, термодинамический газодизельный цикл

О.А. Дикий, асист., П.С. Воляк, асист., Е.П. Банарь, асист.*Державний аграрний університет Молдови, м. Кишинів, Молдова*

Математичне моделювання енергетичних та економічних параметрів двигуна 4DC-125/110, який працює на різних видах палива на підставі теплового розрахунку

У статті наведено математичну модель теплового розрахунку двигунів із запалюванням від стиснення. Як приклад обрано конкретну модель 4DC-125/110 на основі якої визначені енергетичні та економічні показники двигуна для живлення альтернативними видами палива з метою виявлення найкращих результатів. Використання результатів теоретичного аналізу на практиці дозволить більш ефективно і обґрунтовано підходити до вибору палива для дизельних двигунів внутрішнього згорання.

біопаливо, метан, дизпаливо, тепловий розрахунок, традиційне паливо, рапсове масло, ефективна потужність, термодинамічний газодизельний цикл

Постановка проблемы. В последнее время все чаще наблюдается рост цен на топливо, особенно на бензин и дизельное топливо, и этот факт требует поиска альтернативных решений для питания современных двигателей.

Одним из множества путей решения, является использование сжатого природного газа в качестве топлива, которое может улучшить и экологическую ситуацию.

В общей массе загрязняющих веществ при эксплуатации транспортных средств, доля выбросов относительно невелика и обычно не превышает 4% от общих выбросов источников загрязнения. Тем не менее выбросы автомобилей часто достаточны, чтобы вызвать интенсивное локальное загрязнение представляющее значительную опасность не только для водителей, но и для населения, животных, растений и почвы [1].

Процессы происходящие в двигателях с воспламенением от сжатия представляют собой сложные газодинамические и термодинамические явления сопровождающиеся быстрыми изменениями тепла, получением механической работы, а также непосредственно имеют место разные физико-химические явления определяющие качественные и количественные изменения рабочего тела [2].

Тепловой расчет двигателя с воспламенением от сжатия позволяет определить сравнительные параметры рабочих циклов, энергетические и экономические показатели, а также изменение давления рабочего тела в цилиндрах двигателя при работе как на дизельном топливе, так и на биотопливе [2].

Анализ последних исследований и публикаций. В качестве математической модели теплового расчета принят метод описанный в статье “Методические указания теплового расчета ДВС” [3]. Этот метод может применяться и в случае замены традиционного топлива другим видом топлива (биотопливо, частично метаном). Цель данной статьи – представить метод расчета и оценки полученных результатов работы двигателя 4DC-125/110 для различных видов топлива. Некоторые изначальные данные получены электрическим тормозом постоянного тока МПБ-32/27 авторами [1].

Постановка задачи. Целью данной работы является выполнение теплового расчета для двигателя модели 4DC-125/110 работающего на различных видах топлива в результате которого станет возможным сравнение экономико-энергетических параметров.

Изложение материала. Предложен тепловой расчет, для номинального режима выполненный в соответствии с выбранным методом. Использованы необходимые предварительные значения, ранее известные, а также данные, полученные в результате эксперимента. Соответствующие данные представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Начальные параметры для расчета

Параметры		Топливо			
		Дизто- пливо	Дизтопливо + Метан (CH ₄) (80%+20%)	Дизтопливо +Биотопливо (рапсовое масло) (80%+20%)	Биотопливо +Метан (CH ₄) (80%+20%)
1	Обороты двигателя, n , мин ⁻¹	2200	2200	2200	2200
2	Число цилиндров, i	4	4	4	4
3	Степень сжатия, ϵ	16	16	16	16 [2]
4	Объем двигателя, V_d	4,75	4,75	4,75	4,75
5	Давление окружающей среды, P_0 , МПа	0,102	0,102	0,102	0,102
6	Температура окружающей среды, T_0 , °K	293	293	293	293
7	Предварительный нагрев смеси, ΔT , °K	15	15	15	15 [2]
8	Потери давления в коллекторе, (газодинамические потери), ΔP_a , МПа	0,02	0,02	0,02	0,02 [6]
9	Температура выхлопных газов, T_r , °K	850	850	900 [2]	850
10	Степень повышения давления, λ	1,4	1,42	1,3 [2]	1,42 [6]
11	Коэффициент избытка воздуха, α	1,5	1,44	1,25 [2]	1,44 [6]
12	Коэффициент использования тепла, ζ	0,82	0,82	0,82	0,82 [6]
13	Коэффициент полноты индикаторной диаграммы, v	0,94	0,94	0,94	0,94 [6]
14	Энергетическая мощность топлива, Q_d , МДж/кг	42,70 [6]	43,38 [6]	41,68 [6]	39,31 [6]

Энергетическая мощность разных видов топлива:

1. Дизтопливо, $Q_d = 42,7$ МДж/кг [5, 6].
2. Биотопливо из рапсового масла, $Q_d = 43,24$ МДж/кг [4].
3. Промышленный метан, $Q_d = 46,1$ МДж/кг [5].

Параметры процесса газообмена. Прежде всего определяется давление в конце процесса впуска – P_a и в случае атмосферных двигателей оно может быть получено из соотношения:

$$P_a = P_0 - \Delta P_a, \text{ МПа} . \quad (1)$$

Давление выхлопных газов (в конце выпуска) – P_r , можно получить из уравнения:

$$P_r = P_0 \left[1 + (0,55 \cdot 10^{-4} \cdot n) \right], \text{ МПа} \quad (2)$$

Коэффициент остаточных газов определяют по формуле:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T \cdot P_r}{T_r \cdot \varepsilon \cdot P_a - P_r} . \quad (3)$$

Температура в конце впуска можно рассчитать из отношения:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ } ^\circ K \quad (4)$$

Параметры процесса сжатия. Процесс сжатия в двигателях с воспламенением от сжатия является политропным процессом в котором показатель политропы n_c по своей величине лежит в пределах между показателями адиабаты и изотермы и ориентировочно может быть определен по выражению В. А. Петрова [3].

$$n_c = 1,41 - \frac{100}{n} . \quad (5)$$

Давление в конце процесса сжатия определяется из выражения:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_c}, \text{ МПа} \quad (6)$$

Температура в конце процесса сжатия можно подсчитывать из соотношения:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_c - 1}, \text{ } ^\circ K \quad (7)$$

Параметры процесса сгорания. Зная массовый состав воздуха (приблизительно 77% N_2 и 23% O_2) можно рассчитать теоретическое минимальное количество воздуха необходимое для полного сгорания:

$$L_{\text{мин}} = \frac{O_{2\text{мин}}}{0,23} = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H_2 - O_2 \right), \frac{\text{кг.воздуха}}{\text{кг.топлива}} \quad (8)$$

или:

$$L_0 = \frac{L_{\text{мин}}}{29} = \frac{1}{6,67} \left(\frac{8}{3} C + 8H_2 - O_2 \right), \frac{\text{кг.воздуха}}{\text{кг.топлива}} \quad (9)$$

Количество остаточных газов определяется по формуле:

$$M_r = \gamma_r \cdot \alpha \cdot L_0, \frac{\text{Кмоль}}{\text{кг.топлива}} \quad (10)$$

Количество продуктов сгорания для одного килограмма топлива при $\alpha > 1$:

$$M_c = \alpha \cdot L_0 + \frac{H_2}{4} + \frac{O_2}{32}, \frac{\text{Кмоль}}{\text{кг.топлива}}. \quad (11)$$

Количество молей газов до сгорания и после сгорания определяется по формулам:

До сгорания:
$$M_c = \alpha \cdot L_0 (1 + \gamma_r), \frac{\text{Кмоль}}{\text{кг.топлива}}. \quad (12)$$

После сгорания:
$$M_z = M + M_r, \frac{\text{Кмоль}}{\text{кг.топлива}}. \quad (13)$$

Расчетный коэффициент молекулярного изменения определяется по формуле:

$$\mu = \frac{M_z}{M_c}. \quad (14)$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания – C_{v1} (в интервале от 500 °K...3000 °K) определяется по формуле:

$$C_{v1} = A + B \cdot T_c = 20,16 + 0,00173 \cdot T_c. \quad (15)$$

С другой стороны:

$$(C_{v1} + 8,315 \cdot \lambda) + \frac{Q_d \cdot \xi}{M_c} = S_1. \quad (16)$$

$$A^{11} = \frac{0,92}{\alpha} + 28,315. \quad (17)$$

$$B^1 = \left(\frac{13,8}{\alpha} + 15,5 \right) \cdot 10^{-4} \quad (18)$$

Температура в конце сгорания после математических преобразований можно определить из отношения:

$$T_z = \frac{-\mu A^{11} \pm \sqrt{(\mu A^{11})^2 + 4\mu B^1 \cdot S_1}}{2\mu B^1}, {}^0K \quad (19)$$

Давление в конце процесса сгорания:

$$P_z = \lambda \cdot P_c, \text{ МПа} \quad (20)$$

Степень предварительного расширения газов определяется из соотношения:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} . \quad (21)$$

Параметры процесса расширения. Исходя из того что процесс расширения протекает одновременно с сгоранием то часть полученной тепловой энергии превращается в механическую работу. В таком случае можно допускать что расширение имеет показатель политропы $n_d = \text{const}$ [3].

$$n_d = 1,22 + \frac{130}{n} . \quad (22)$$

Степень последующего расширения определяют из выражения:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} . \quad (23)$$

Давление в конце процесса расширения:

$$P_b = P_z \frac{1}{\delta^{n_d}} , \text{ МПа} \quad (24)$$

Температура в конце процесса расширения:

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_d-1}} , \text{ } ^\circ K \quad (25)$$

Среднее теоретическое (расчетное) индикаторное давление:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[(\rho - 1) \cdot \lambda_p + \frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_d - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_d-1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c-1}} \right) \right] , \text{ МПа} \quad (26)$$

Среднее действительное индикаторное давление:

$$P_i = P'_i \cdot \nu , \text{ МПа} \quad (27)$$

Индикаторный КПД подсчитывается по формуле:

$$\eta_i = P_i \frac{8,315 \cdot M_c \cdot T_c (\varepsilon - 1)}{P_c \cdot Q_d} \quad (28)$$

Средняя скорость движения поршня:

$$w_{cp} = \frac{2 \cdot S}{60 / n} = \frac{S \cdot n}{30} , \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} \quad (29)$$

Давление механических потерь:

$$P_m = 0,089 + 0,0118 \cdot w_{cp} , \text{ МПа} . \quad (30)$$

Механический КПД определяется по выражению:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} . \quad (31)$$

Среднее эффективное давление:

$$P_e = P_i - P_m , \text{ МПа} \quad (32)$$

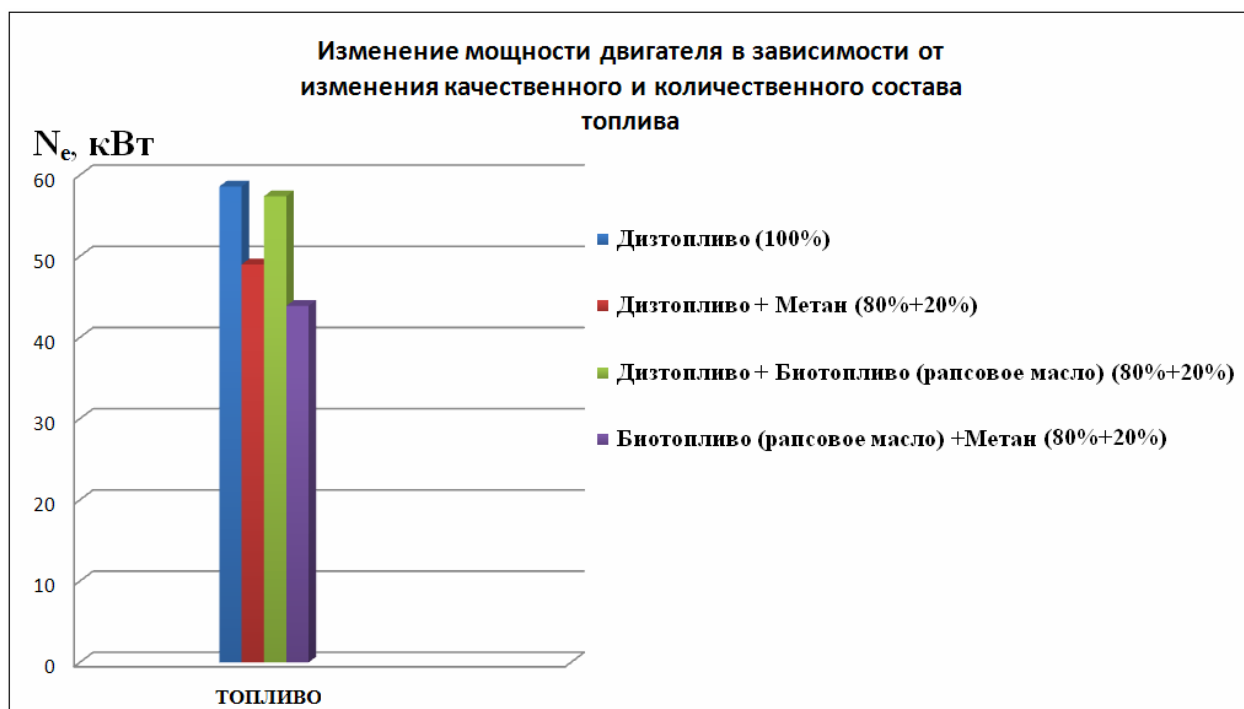


Рисунок 1 – Влияние количественного и качественного состава топлива на эффективную мощность двигателя

Источник: разработано авторами

Таблица 2 – Рассчитанные параметры для различных случаев питания двигателя

Параметры		Топливо			
		Дизтопливо	Дизтопливо + Метан (CH ₄) (80%+20%)	Дизтопливо + Биотопливо (рапсовое масло) (80%+20%)	Биотопливо + Метан (CH ₄) (80%+20%)
1	Индикаторный КПД, %	40,7	43,4	40,0	45,5
2	Давление механических потерь, МПа	0,19	0,19	0,19	0,19
3	Эффективное давление, МПа	0,67	0,56	0,65	0,5
4	Эффективный КПД, %	31,5	32,2	30,8	32,7
5	Удельный эффективный расход топлива, г/МДж	74	72,6	76	81,1
6	Эффективная мощность, кВт	58,8	49,0	57,4	43,9
7	Крутящий момент, Н·м	255,1	212,6	249,1	190,5

Эффективный КПД определяется из формулы:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (33)$$

Удельный эффективный расход топлива подсчитывается по формуле:

$$g_e = \frac{103}{\eta_e \cdot Q_d} \cdot \frac{z}{\text{МДж}} \quad (34)$$

Эффективная мощность определяется из формулы:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_e \cdot n}{120}, \text{кВт} \quad (35)$$

Крутящий момент определяется из выражения:

$$M_e = \frac{9554 \cdot N_e}{n}, \text{Н·м} \quad (36)$$

Выводы: На основе математической модели теплового расчета для выбранного двигателя и симулирования его характеристик при питании различными топливными смесями непосредственно с традиционной можно сделать следующие выводы:

- Эффективная мощность снижается на 16,6% (49 кВт) от заводской в случае замещения 20% массы дизельного топлива метаном; соответственно в случае замещения традиционного топлива на 20% биотопливом то наблюдается снижение на 2,38% (57,4 кВт) а в последнем случае получается снижение мощности на 25% (43,9 кВт) если горючая смесь составлена на 80% из биотоплива и 20% метана соответственно.

- Проводя параллель между эффективной мощностью и экономическими характеристиками двигателя которые отражаются удельными расходами топлива и коэффициентами полезного действия то хорошо видно что наиболее экономичный случай получается когда двигатель работает на горючей смеси из дизтоплива и метана, т.е. при работе на т.н. термодинамическим газодизельным циклом.

Список литературы

1. Воляк П. Функциональные особенности ДВС питаемым различными видами топлива (жидкостно-газовые), Кишинев, ГАУМ.
2. Бешляга И. Особенности теплового расчета дизельного двигателя питаемым биотопливом. *Аграрная наука*, № 2/2011. ISSN 1857-0003.
3. Теоретические основы ДВС, "Методические указания для теплового расчета ДВС", Кишинев, Издательство ГАУМ, 2005, 37 с.
4. Frunze O. Cercetări privind eficiența economică și ecologică a utilizării uleiurilor vegetale pentru alimentarea MAC. Braşov, 2005. 169 p.
5. Теплотворная способность различных видов топлива. сравнительный анализ. URL: <http://antonio-merloni.ru/teplotvornaja-sposobnost-razlichnyh-vidov-topliva> (дата обращения: 09.10.2019)
6. Lacusta, I. et al. Performanțele energetice ale motorului diesel alimentat cu biocombustibil. In: *Agricultura Moldovei*. 2009, nr. 7-8, p. 26-28.

Referencis

1. Voljak, P. *Funkcional'nye osobennosti DVS питаемым различными видами топлива (zhidkostno-gazovye)*, [Functional features of the internal combustion engine by various types of fuel (liquid-gas)], Kishinev, GAUM [in Russian].
2. Beshlyaga I. (2011). Osobennosti teplovogo rascheta dizel'nogo dvigatelja питаемым биотопливом [Features of thermodynamical calculation of a diesel engine supplied with biofuel]. *Agrarnaja nauka - Agricultural Science*, No. 2. ISSN 1857-0003. [in Russian]

3. Teoreticheskie osnovy DVS, "Metodicheskie ukazaniya dlja teplovogo rascheta DVS" [Theoretical foundations of internal combustion engines, "Methodological instructions for thermodynamical calculation of internal combustion engines"], Kishinev, Izdatel'stvo GAUM, 2005, 37 p. [in Russian].
4. Frunze O. (2005). *Cercetări privind eficiența economică și ecologică a utilizării uleiurilor vegetale pentru alimentarea MAC*. Brașov [in Moldavian].
5. Teplotvornaja sposobnost' razlichnyh vidov topliva. sravnitel'nyj analiz. *antonio-merloni.ru*. Retrieved from <http://antonio-merloni.ru/teplotvornaja-sposobnost-razlichnyh-vidov-topliva> [in Russian].
6. Lacusta, I. et al. (2009). Energy performances of biofuel powered diesel engine. *In: Agriculture of Moldova*, no. 7-8, 26-28. [in Moldavian].

Alexander Dichii, assistant **Peter Voleac**, assistant, **Eduard Banari**, assistant
State Agrarian University of Moldova, Chisinau, Moldova

Mathematical Simulation of Energetics and Economics Parameters of the 4DC-125/110 Engine Based on Thermodynamical Calculation Supplying by Various Types of Fuel

The aim of this work is to perform thermal calculation for the engine model 4DC-125/110. Thermal calculation of an engine that runs on various types of fuel allows the assessment of economic and energy parameters. Using the results of theoretical analysis in practice will allow a more efficient and justified approach to the choice of fuel.

To obtain a mathematical model of the thermal calculation of a diesel engine, the initial parameters were adopted: engine speed, number of cylinders, compression ratio, engine displacement, pressure and ambient temperature, pre-heating of the mixture, manifold pressure, exhaust gas temperature, pressure increase degree, excess air coefficient, heat utilization coefficient, indicator completeness coefficient and fuel energy power. At the same time, the following were considered as fuel: clean diesel, mixtures of diesel with methane, diesel with biofuel, and also a mix of methane and biofuel. The proportions of the components were, respectively, 80% to 20%. The dependences of the influence of the quantitative and qualitative composition of the fuel on the indicator and effective efficiency, specific fuel efficiency, torque and engine power are obtained. The graphical dependence of the influence of the quantitative and qualitative composition of the fuel on the effective engine power is shown, from which it follows that the lowest indicator has an engine that runs on a mixture of biofuel and methane, as well as diesel and biofuel.

Based on the mathematical model of thermodynamic calculation for the selected engine and simulation of its characteristics for it supplying by various fuel mixtures with traditional is obtained that the effective power is reduced with 16,6% (49 kW) from the factory's power if 20% of the mass of diesel fuel are substitution by methane; accordingly, in the case of substitution of 20% traditional fuel by biofuel is observed a power's decrease with 2,38% (57,4 kW) and for the last case is obtained a 25% (43,9 kW) decrease if fuel mixture are made by 80% of biofuel and 20% of methane. Drawing a parallel between the effective power and economic characteristics of the engine, which are reflected in the specific fuel consumption and efficiency, it is clearly seen that the most economical case is obtained when the engine is supplying with a combustible mixture of diesel fuel and methane, when it work on the so-called thermodynamic gas-diesel cycle.

mathematical model, combustibles, diesel fuel, methane, biofuel, effective power, excess air coefficient, exhaust gases, gas emission, autovehicle's engines

Одержано (Received) 22.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 03.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 629.113.5.62-592

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.83-92>

В.О. Дубовик, доц., канд. техн. наук, **Ю.А. Невдаха**, доц., канд. техн. наук,
І.Ф. Василенко, доц., канд. техн. наук, **Д.В. Богатирьов**, доц., канд. техн. наук

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький,
Україна*

e-mail: zenesperanto@gmail.com

Підвищення точності вимірювання силових параметрів при діагностуванні гальмівних систем автомобілів

Сучасні стенди з біговими барабанами при контролі гальмівної системи автомобіля не завжди дають об'єктивну оцінку її технічного стану, з причини виникнення великих похибок вимірювання силових параметрів, що характеризують гальмівну ефективність і стійкість автомобіля при гальмуванні. Розробці динамічних моделей гальмівної системи автомобіля присвячена досить велика кількість досліджень. При цьому питання відносного розташування вісі автомобіля і стенду майже не розглядаються, а це приводить до зниження точності визначення гальмівних сил при діагностуванні. Цим пояснюється великі розбіжності значень гальмівних сил при випробуваннях в стендових і дорожніх умовах. В дослідженні проведено уточнення динамічної моделі, що дозволяє моделювати процес гальмування автомобіля з непаралельністю його діагностуємої вісі відносно вісі стенда, і визначати залежності точності вимірювання силових параметрів від величини кута їх взаємної непаралельності. Таке доповнення динамічної моделі суттєво уточнює розрахунки процесу гальмування автомобільного колеса на гальмівному стенді з біговими барабанами.

гальмівна система, гальмівний стенд, діагностування, силові параметри, гальмівна сила, динамічна модель, колесо

В.А. Дубовик, доц., канд. техн. наук, **Ю.А. Невдаха**, доц., канд. техн. наук., **І.Ф. Василенко**, доц., канд. техн. наук, **Д.В. Богатирев**, доц., канд. техн. наук.

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

Повышение точности измерения силовых параметров при диагностировании тормозных систем автомобилей

Современные стенды с беговыми барабанами при контроле тормозной системы автомобиля не всегда дают объективную оценку ее технического состояния, по причине возникновения больших погрешностей измерения силовых параметров, характеризующих тормозную эффективность и устойчивость автомобиля при торможении. Разработке динамических моделей тормозной системы автомобиля посвящено достаточно большое количество исследований. При этом вопрос относительного расположения оси автомобиля и стенда почти не рассматриваются, а это приводит к снижению точности определения тормозных сил при диагностировании. Этим объясняется большие различия значений тормозных сил при испытаниях в стендовых и дорожных условиях. В исследовании проведено уточнение динамической модели, позволяющей моделировать процесс торможения автомобиля с непараллельностью его диагностируемой оси относительно оси стенда, и определять зависимости точности измерения силовых параметров от величины угла их взаимной непараллельности. Такое дополнение динамической модели существенно уточняет расчеты процесса торможения автомобильного колеса на тормозном стенде с беговыми барабанами.

тормозная система, тормозной стенд, диагностика, силовые параметры, тормозная сила, динамическая модель, колесо

Постановка проблеми. Контроль гальмівних систем автотранспортних засобів при експлуатації може здійснюватись як в дорожніх, так і в стендових умовах [1]. Найбільше розповсюдження отримав стендовий метод, причому на силових стендах з біговими барабанами [1, 2, 3].

Вимірювання гальмівних сил на колесах автомобілів у стендових умовах виконується почергово, по осям, що не може дати об'єктивної оцінки сумісної їх дії на дорозі, навіть при виконанні умов відносної різниці гальмівних сил і питомої гальмівної сили [4]. Так, наприклад, дорожні гальмівні випробування автомобілів показують, що при задовільних результатах контролю гальмівних систем на стенді, близько 30% автомобілів не витримують нормативну величину уповільнення і перевищують лінійне бічне відхилення при гальмуванні в дорожніх умовах.

Таким чином, можна зробити висновок, що рекомендовані методики випробувань автомобілів не можуть бути застосовані для оцінки технічного стану гальмівних систем у процесі їх контролю і вони повинні бути тільки технологічними, і застосовуватися тільки для регулювання гальмівних механізмів перед дорожніми випробуваннями, і якщо необхідно, то після них. Тому необхідно проведення додаткових наукових досліджень, що дозволяють виявити причини зниження інформативності діагностування гальмівних систем на стендах з біговими барабанами, а також виявити і науково обґрунтувати заходи спрямовані на якісне підвищення ефективності діагностування.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Для визначення впливу на точність вимірювання показників гальмівної ефективності при непаралельності розташування осей автомобіля і стенду, необхідно мати математичний опис цього процесу. Розробці динамічних моделей гальмівної системи автомобіля присвячена досить велика кількість досліджень [5,6, 7, 8, 9, 10 та інш.]. Розроблені для цього математичні моделі можна розділити на дві групи.

У першій групі моделей розглядається динаміка гальмування автотранспортних засобів, в площині XOZ. Такий підхід дозволяє досліджувати показники ефективності їх гальмування без урахування керованості і стійкості. У другій групі [8, 9] об'єкт моделювання, тобто автотранспортний засіб, розглядається як об'ємна багатомасова система з великим числом ступенів вільності. Даний підхід дозволяє моделювати поведінку об'єкту в просторі, тобто враховувати керованість автомобіля. Але математичний опис цього процесу досить складний, тому що моделі містять велику кількість диференціальних рівнянь.

Для вирішення поставлених в даній роботі завдань, досить мати спрощені математичний опис автомобіля: з гальмівним механізмом (з урахуванням його гістерезису і інерційності); коліс з еластичними шинами; взаємовпливу підресорених і не підресорених мас автомобіля (з урахуванням їх коливань на елементах підвіски). При цьому математична модель процесу гальмування повинна бути досить простою і ефективною. Для вирішення поставленого завдання, необхідно доповнити розроблені моделі рівняннями, що описують процес перекочування колеса на роликах стенда.

Постановка завдання. На основі відомих динамічних моделей гальмівної системи автомобіля підвищити точність вимірювання діагностичних параметрів гальмування шляхом доповнення моделі рівняннями, що описують непаралельність осей автомобіля і стенду.

Виклад основного матеріалу. Сучасні стенди, що випускаються промисловістю, з біговими барабанами не забезпечують високого рівня достовірності контролю гальмівної ефективності і стійкості автомобіля при гальмуванні. Вимагають окремого

вивчення процесу гальмування автомобіля при непаралельності розташування осей автомобіля і.

Процес гальмування автомобіля на гальмівному стенді представляється у вигляді сукупності взаємозалежних систем і елементів, що взаємодіють між собою і забезпечують показники гальмівної ефективності і стійкості автомобіля при гальмуванні.

Рівняння зв'язку залежності показника ефективності гальмування автомобіля

$$\gamma_r = f(R_Z, R_X, \varphi, G_K), \quad (1)$$

де R_Z – нормальна реакція з боку бігового барабана; R_X – подовжня реакція; φ – коефіцієнт зчеплення; G_K – навантаження, що доводиться на колесо.

Нормальна реакція виражена поліномом

$$R_Z = f(\beta, G_K, \xi, d_B, L_B), \quad (2)$$

де β – кут між нормальними реакціями; ξ – непаралельність осі автомобіля відносно осі стенду; d_B – діаметр бігового барабана; L_B – міжцентрова відстань між біговими барабанами.

Подовжня реакція виражається поліномом

$$R_X = f(R_Z, \varphi, S, \eta_{ij}, J_{ij}, M_\gamma, t_C, P_i, \dot{P}_i), \quad (3)$$

де S – коефіцієнт прослизання колеса з еластичною шиною;

M_γ – гальмівний момент;

η_{ij} – ККД силового приводу стенду;

t_C – інерційність механізмів стенду;

J_{ij} – час спрацьовування гальмівної системи;

P_i – робоче тіло, стисле до тиску;

$\dot{P}_i$ – змінює тиск робочого тіла зі швидкістю.

Коефіцієнт прослизання колеса з еластичною шиною на роликах діагностичного стенду

$$S = f(M_\gamma(t), \omega_K, \omega_B, \varphi, \alpha, C_{\text{ПРИВ}}), \quad (4)$$

де ω_K – кутова швидкість колеса;

ω_B – кутова швидкість бігового барабана стенду;

α – кут закручування елементів колісного вузла;

$C_{\text{ПРИВ}}$ – жорсткість елементів колісного вузла.

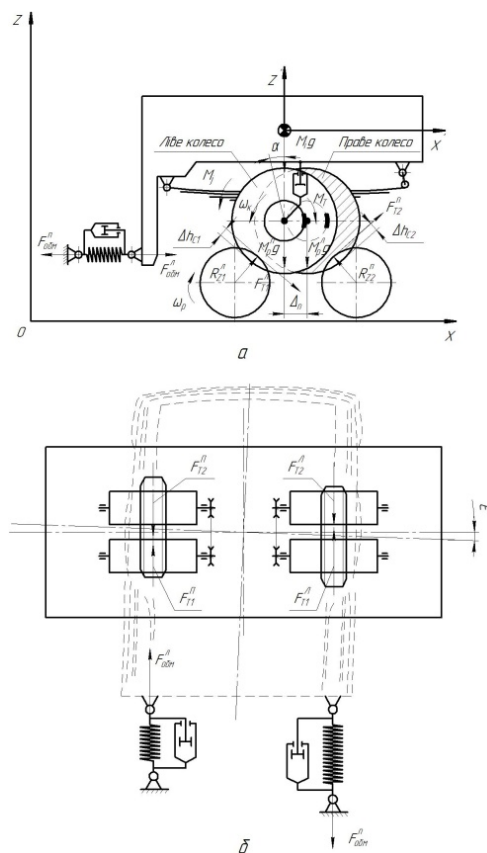
На основі даних аналітичних залежностей була складена математична модель гальмування на роликах стенда, при непаралельності осей автомобіля і стенду. Для проведення аналітичних досліджень автомобіль представлений як коливальна система з підресореною масою у вигляді твердого тіла, що має три ступені свободи (рис. 1).

Підвіска автомобіля представлена у вигляді паралельно працюючих пружних елементів і демпферів. Модель не враховує дію бічних сил на автомобіль. Особлива увага приділяється процесу взаємодії коліс з біговими барабанами стенду в повздовжньому напрямі.

У моделі прийняті наступні допущення:

- в процесі розрахунків моделюється гальмування не усіх осей автомобіля, а тільки однієї;
- кузов автомобіля є твердим тілом, частина маси якого впливає на гальмівну вісь автомобіля;
- неурівноваженість і гіроскопічні моменти мас автомобіля, що обертаються, дорівнюють нулю;

- точки контакту шин з опорною поверхнею приймаються в середині відбитків шин на опорних роликах стенду.



а – вид збоку; б – вид зверху.

Рисунок 1 – Розрахункова схема процесу гальмування автомобіля на роликах стенду при непаралельності осей автомобіля і стенду

Джерело: розроблено авторами з використанням [1-10]

Диференціальні рівняння руху автомобіля складені в проекціях на осі координат. Після рішення відносно старших похідних вони запишуться в наступному вигляді:

вісь ОХ:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = (F_{T1}^I \cdot \cos \beta_1^I + F_{T2}^I \cdot \cos \beta_2^I + R_{Z1}^I \cdot \sin \beta_1^I - R_{Z1}^I \cdot \sin \beta_2^I - F_{OBM}^I + F_{T1}^{II} \cdot \cos \beta_1^{II} + F_{T2}^{II} \cdot \cos \beta_2^{II} + R_{Z1}^{II} \cdot \sin \beta_1^{II} - R_{Z1}^{II} \cdot \sin \beta_2^{II} - F_{OBM}^{II}) / M \quad (5)$$

вісь ОZ:

$$\frac{d^2 z^I}{dt^2} = (-F_{T1}^I \cdot \sin \beta_1^I + F_{T2}^I \cdot \sin \beta_2^I + R_{Z1}^I \cdot \cos \beta_1^I + R_{Z2}^I \cdot \cos \beta_2^I - F_{II}^I - M_P \cdot g) / M_P \quad (6)$$

$$\frac{d^2 z^{II}}{dt^2} = (-F_{T1}^{II} \cdot \sin \beta_1^{II} + F_{T2}^{II} \cdot \sin \beta_2^{II} + R_{Z1}^{II} \cdot \cos \beta_1^{II} + R_{Z2}^{II} \cdot \cos \beta_2^{II} - F_{II}^{II} - M_P \cdot g) / M_P$$

вісь О'Z':

$$\frac{d^2 z'}{dt^2} = \frac{F_{II}^I + F_{II}^{II}}{M_1} - g \quad (7)$$

де $F_{T1}^I, F_{T1}^{II}, F_{T2}^I, F_{T2}^{II}$ – гальмівні сили на колесах;

$R_{Z1}^I, R_{Z1}^{II}, R_{Z2}^I, R_{Z2}^{II}$ – нормальні реакції, що виникають від радіальної деформації шини при їх дотиканні до бігових барабанів;

F_{II}^I, F_{II}^{II} – зусилля, що створюються в підвісці автомобіля ліворуч і праворуч;

M – маса, що приходить на вісь автомобіля;

M_1 – підресорена маса автомобіля;

M_p – не підресорена маса автомобіля.

Нормальні реакції R_{Z1} і R_{Z2} , що виникають від радіальної деформації шин при їх контакті з біговими барабанами, виразимо у виді:

$$R_{Z1} = \begin{cases} C_{III} \cdot \Delta h_{C1} - K_{III} V_{HC1}, & \text{якщо } \Delta h_{C1} > 0 \\ 0, & \text{якщо } \Delta h_{C1} \leq 0 \end{cases}$$

$$R_{Z2} = \begin{cases} C_{III} \cdot \Delta h_{C2} - K_{III} V_{HC2}, & \text{якщо } \Delta h_{C2} > 0 \\ 0, & \text{якщо } \Delta h_{C2} \leq 0 \end{cases}$$
(8)

де C_{III} – радіальна жорсткість шин;

Δh_{C1} і Δh_{C2} – деформації шин в радіальному напрямі;

V_{HC1} і V_{HC2} – швидкості деформацій шин;

K_{III} – коефіцієнт демпфування шин.

Для визначення деформації шин на роliках стенду розроблений математичний опис геометрії положення коліс:

$$\Delta h_{C1} = r_C + r_B - L_{C1}, \quad \Delta h_{C2} = r_C + r_B - L_{C2}$$
(9)

де r_C – вільний радіус колеса;

r_B – радіус бігового барабана;

L_{C1} і L_{C2} – відстані між центром осі обертання колеса і центрами осей обертання бігових барабанів (рис. 2).

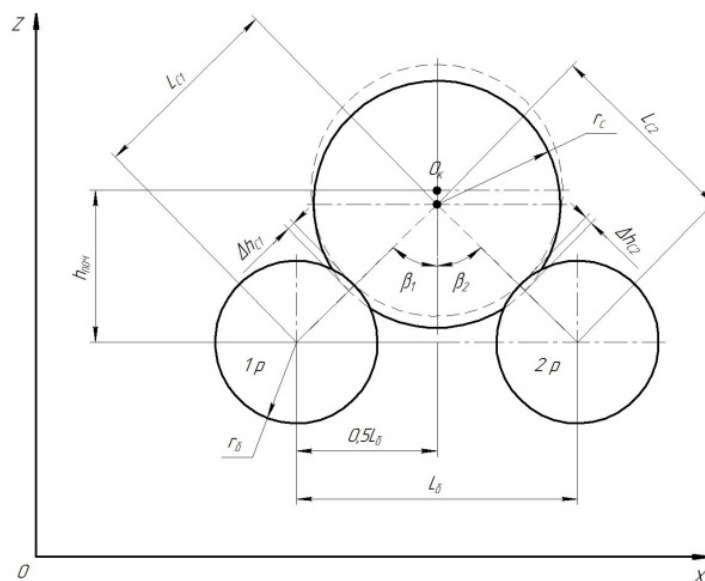


Рисунок 2 – Схема положення колеса на роliках стенду

Джерело: розроблено авторами з використанням [1-10]

Відстані між центром осі обертання колеса і центрами осей обертання бігових барабанів визначалися по формулах:

$$\begin{aligned} L_{C1} &= \sqrt{(h_{\text{поч}} - Z)^2 + (0,5L_6 + X)^2}, \\ L_{C2} &= \sqrt{(h_{\text{поч}} - Z)^2 + (0,5L_6 - X)^2} \end{aligned} \quad (10)$$

де $h_{\text{поч}}$ – відстань, при якій колесо торкається бігових барабанів, але при цьому відсутня деформація шини

$$h_{\text{поч}} = \sqrt{(r_C + r_B)^2 - (0,5L_6)^2} \quad (11)$$

Косинуси кутів β_1 і β_2 між центром осі обертання колеса і центрами осей обертання бігових барабанів визначалися за теоремою Піфагора:

$$\cos\beta_1 = \frac{h_{\text{поч}} - Z}{\sqrt{(h_{\text{поч}} - Z)^2 + (0,5L_6 + X)^2}}$$

і

$$\cos\beta_2 = \frac{h_{\text{поч}} - Z}{\sqrt{(h_{\text{поч}} - Z)^2 + (0,5L_6 - X)^2}} \quad (12)$$

Зусилля F_{Π} , що створюються в підвісці при деформації пружних елементів і роботі амортизаторів, визначалися по формулі:

$$F_{\Pi} = \Delta h_{\Pi} \cdot C_{\Pi} - K_{\Pi} \cdot \frac{dZ}{dt} \quad (13)$$

де Δh_{Π} – деформація пружних елементів підвіски;

C_{Π} – жорсткість пружних елементів підвіски;

K_{Π} – коефіцієнт демпфування;

$\frac{dZ}{dt}$ – швидкість деформації пружних елементів підвіски.

Зусилля $F_{\text{ОБМ}}$, що створюються в обмежувачі переміщення, розраховувалися по формулі:

$$F_{\text{ОБМ}} = X \cdot C_{\text{ОБМ}} - K_{\text{ОБМ}} \cdot \frac{dX}{dt} \quad (14)$$

де X – деформація пружних елементів обмежувача;

$C_{\text{ОБМ}}$ – жорсткість обмежувача переміщення;

$K_{\text{ОБМ}}$ – коефіцієнт демпфування;

$\frac{dX}{dt}$ – швидкість деформації пружних елементів обмежувача.

При описі вихідних характеристик гальмівного механізму з гідравлічним приводом була використана математична модель А.І. Федотова. Інерційність гальмівного механізму описувалася рівнянням динамічної ланки першого порядку

$$T_{TM} \times D P_{TM} = P_T - P_{TM} \quad (15)$$

де T_{TM} – постійна часу гальмівного механізму;

$D P_{TM}$ – перша похідна тиску робочого тіла в гальмівних циліндрах;

P_T – тиск робочого тіла на вході в гальмівні циліндри;

P_{TM} – тиск робочого тіла в гальмівних циліндрах.

Математичний опис характеристики гальмівного механізму враховує зону нечутливості D_0 і зниження гальмівного моменту до величини моменту по зчепленню при повному блокуванні колеса.

У основу математичної моделі колеса, що гальмує на роliках стенду, з еластичною шиною прийнято опис, розроблений А.Б. Діком:

$$f(S) = \sin[\alpha \cdot \arctg(b \cdot s)]$$

Для розрахунку гальмівної сили використовується рівняння

$$F_T = R_Z \cdot \varphi_{MAX} \cdot f(S), \quad (16)$$

де φ_{MAX} – максимальний коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;

$f(s)$ – деяка функція прослизання.

Нами виявлені функції, які дозволяють коригувати коефіцієнти f_b залежно від швидкості. Залежність коефіцієнта f_b зниження фрикційних властивостей шини у блоковому режимі від швидкості запишемо таким чином:

$$f_b = 1 - K_{fbV}, \quad (17)$$

де K_{fbV} – коефіцієнт, що характеризує зміну f_b блоці, тобто при $S=1$ залежно від швидкості, який можна представити у вигляді функції:

$$K_{fbV} = k_b \cdot \ln(V) + \alpha_b, \quad (18)$$

де k_b – коефіцієнт інтенсивності зниження фрикційних властивостей шини у блоці;

α_b – константа для певного типу шини.

Величину максимального коефіцієнта зчеплення, залежно від швидкості запропоновано визначати як:

$$\varphi_{MAX} = K_{\varphi_{MAX}} \cdot \varphi_{MAX0}, \quad (19)$$

де $K_{\varphi_{MAX}}$ – коефіцієнт, що характеризує зміну φ_{MAX} залежно від швидкості обертання роликів стенду;

φ_{MAX0} – максимальний коефіцієнт зчеплення при швидкості, близькій до нуля:

$$K_{\varphi_{MAX}} = K_{\varphi} \cdot \ln(V) + \alpha_{\varphi}, \quad (20)$$

де K_{φ} – коефіцієнт інтенсивності зміни φ_{MAX} , залежно від швидкості;

α_{φ} – константа максимального коефіцієнта зчеплення для заданого типу шини і покриття опорної поверхні.

Коефіцієнт прослизання колеса з еластичною шиною S на роliках діагностичного стенду визначається по формулі

$$S = 1 - \frac{\omega_K \cdot r_{KO}}{\omega_B \cdot r_B}, \quad (21)$$

де r_{KO} – радіус кочення колеса у веденому режимі;

r_B – радіус бігового барабана.

Величина радіусу кочення колеса у веденому режимі розраховується на основі виразу:

$$r_{KO} = r_{CT} + R_Z \cdot C_2 - \sqrt{R_Z \cdot C_1}, \quad (22)$$

де r_{CT} – статичний радіус колеса;

C_1 і C_2 – константи.

Рівняння динаміки обертання колеса з еластичною шиною запишеться у виді:

$$\frac{d\omega_X}{dt} = \frac{M_T - M_{\varphi}}{J_K}, \quad (23)$$

де M_{φ} – реалізований момент по зчепленню;

J_K – момент інерції колеса.

Реалізований момент по зчепленню M_ϕ знаходиться з виразу:

$$M_\phi = R_x \cdot r_{KO}. \quad (24)$$

Після блокування колеса виникають його крутильні коливання на жорсткостях підвіски. З урахуванням цього, математична модель колеса була допрацьована.

Рівняння динаміки крутильних коливань колісного вузла на елементах підвіски представлена у вигляді:

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \frac{M_T - M_C - M_K}{J_{\text{ПРИВ}}}, \quad (25)$$

де M_C – момент, що закручує елементи підвіски у напрямку обертання;

M_K – момент демпфування крутильних коливань;

$J_{\text{ПРИВ}}$ – приведений момент інерції колісного вузла.

Моменти M_C і M_K можуть бути визначені з виразів:

$$M_C = \alpha \cdot C_{\text{ПРИВ}}, \quad (26)$$

$$M_K = \frac{d\alpha}{dt} \cdot K_{\text{ПРИВ}}, \quad (27)$$

де α – кут закручування елементів колісного вузла;

$C_{\text{ПРИВ}}$ – жорсткість елементів колісного вузла;

$K_{\text{ПРИВ}}$ – коефіцієнт загасання крутильних коливань.

Крутильні коливання колісного вузла викликають зміну прослизання плями контакту шини відносно опорної поверхні. Тому величина прослизання S тепер визначатиметься з виразу:

$$S = 1 - \frac{\omega_K \cdot r_{KO}}{\omega_B \cdot r_B} - \frac{\dot{\alpha} \cdot r_{KO}}{\omega_B \cdot r_B}, \quad (28)$$

де $\dot{\alpha}$ – швидкість зміни кута повороту колісного вузла відносно осі обертання.

Висновки. Розроблена динамічна модель дозволяє моделювати процес гальмування автомобіля з непаралельністю його діагностуємої вісі відносно вісі стенда, і визначати залежності точності вимірювання силових параметрів від величини кута їх взаємної непаралельності. Таке доповнення динамічної моделі суттєво уточнює розрахунки процесу гальмування автомобільного колеса на гальмівному стенді з біговими барабанами.

Список літератури

1. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація і управління: підручник. Київ: Знання, 2004. 478 с.
2. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підручник. Київ, Вища школа, 2007. 527 с.
3. Карташевич А.Н. Диагностирование автомобилей. Практикум : учеб. пособие / под ред. А.Н. Карташевича. Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2011. 208 с.
4. Білецький В.О. Проблеми контролю показників ефективності гальмування ДТЗ та методи їхнього вирішення. *Автошляховик України*. 2002. №4. С. 13-16.
5. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей. Львов, Вища школа, 1974. 234 с.
6. Гредескул А.Б. Динамика торможения автомобиля : Дис. ... д-ра техн. наук. Харьков, 1963. 271с.
7. Илларионов В.А., Пчелин И.К. Пространственная математическая модель для исследования активной безопасности автомобиля. *Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин: сб. науч. тр.* Омск: СибАДИ, 1979. С. 25-41.
8. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учебник для вузов. Москва: Машиностроение. 1990, С. 197-203.

9. Топалиди В.А. О достоверности эксплуатационного контроля тормозных свойств АТС. *Автомобильная промышленность*. 2003. №1. С.3.
10. Федотов А.И., Быков А.В. Экспериментальное исследование динамических характеристик процесса торможения автопоезда. *Межвузовский сборник научн. трудов «Повышение качества и надежности транспортных и технологических машин»*. Хабаровск: ХГТУ, 2001. С. 72-78.

Referencis

1. Ludchenko, O.A. (2004). *Tekhnichne obsluhovuvannia i remont avtomobiliv: orhanizatsiia i upravlinnia: [Car maintenance and repair: organization and management]*. Kyiv: Znannia [in Ukrainian].
2. Ludchenko, O.A. (2007). *Tekhnichna ekspluatatsiia i obsluhovuvannia avtomobiliv: Tekhnolohiia [Car Maintenance and Maintenance: Technology]*. Kyiv, Vyshchashkola [in Ukraine].
3. Kartashevych, A.N. (2011). *Dyahnostyrovanye avtomobylei [Cardiagnostics]*. Praktykum. Mynsk: Novoeznanye; Moskow: YNFRA-M [in Russian].
4. Biletskyi, V.O. (2002). Problemy kontroliu pokaznykiv efektyvnosti halmuvannia DTZ ta metody yikhnoho vyryshennia. [Problems of controlling the performance of road accident braking performance and methods for solving them]. *Avtoshliakhovyk Ukrainy – Road car of Ukraine, №4*, 13-16 [in Ukraine].
5. Henbom, B.B. (1974). *Voprosy dynamiky tormozheniya y teoryi rabochykh protsessov tormoznykh system avtomobylei. [Questions of braking dynamics and the theory working processes of brake systems of cars]*. Lvov, Vyshchashkola [in Russian].
6. Hredeskul, A.B. (1963). *Dynamyka tormozheniya avtomobilya. [Car braking dynamics]: Doctor's thesis*. Kharkov [in Russian].
7. Yllaryonov, V.A. & Pchelyn, Y.K. (1979). *Prostranstvennaia matematycheskaia model dlia yssledovaniya aktyvnoi bezopasnosti avtomobilya. [Spatial mathematical model for the study of active vehicles safety]*. Sb. nauch. tr. «Yssledovanye tormozheniya avtomobilya y raboty pnevmatycheskykh shyn». Omsk: SybADY [in Russian].
8. Smyrnov, H.A. (1990). *Teoriya dvizheniya kolesnykh mashyn. [Theory of movement of wheel edvehicles]*. Moskow: Mashynostroenye [in Russian].
9. Topalydy, V.A. (2003). O dostovernosti ekspluatatsyonnoh okontrolia tormoznykh svoistv ATS. [On the reliability of operational control the braking properties of ATS]. *Avtomobylnaia promyshlennost – Automotive industry, №1*, 2003 [in Russian].
10. Fedotov, A.Y. & Bykov, A.V. (2001). *Eksperymentalnoe yssledovanye dynamycheskykh kharakterystyk protsessa tormozheniya avtopoezda. [An experimental study of the dynamic characteristics of the braking process of the road train]*. *Mezhvuzovskiy sbornik nauchn. trudov «Povyshenye kachestva y nadezhnosti transportnykh y tekhnolohycheskykh mashyn»*. Khabarovsk: KhHTU [in Russian].

Viktor Dubovyk, Assoc. Prof, PhD tech. sci., **Yurii Nevdakha**, Assoc. Prof, PhD tech. sci., **Ivan Vasylenko**, Assoc. Prof, PhD tech. sci., **Dmytro Bohatyrov**, Assoc. Prof, PhD tech. sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Improvement of Accuracy of Measurement of Power Parameters at Diagnostics of Brake Systems of Cars

Modern stands with jogging drums in the control of the brake system of the car do not always give an objective assessment of its technical condition, due to the large errors in the measurement of the power parameters that characterize the brake efficiency and stability of the car during braking. A considerable amount of research is devoted to the development of dynamic models of the car's braking system. In this case, the issues of relative positioning of the axles of the car and the stand are almost not considered, and this leads to a decrease in the accuracy of determination of braking forces at diagnosis. This explains the large differences in the values of the braking forces when tested in bench and road conditions. Therefore, the purpose of the article is to improve the accuracy of measurement of power parameters in the diagnosis of brake systems of cars.

For analytical research, the car is presented as a vibrating system with a sprung mass in the form of a solid body, which has three degrees of freedom. The suspension of the car is presented in the form of parallel working elastic elements and dampers. The model does not take into account the effect of lateral forces on the car. Particular attention is paid to the process of interaction of wheels with the running drums of the stand in the longitudinal direction. The model assumes the following assumptions: in the process of calculations simulated the braking of not all axles of the car, but only one; the body of the car is a solid body, the mass of which affects the brake axle of the car; unbalance and gyroscopic moments of rotating masses of the car are zero; points of contact of tires with the reference surface are taken in the middle of the tire imprints on the support rollers of the stand. non-parallelism. This addition to the dynamic model significantly clarifies the calculations of the process of braking the car wheel on the brake stand with treadmill.

The developed dynamic model allows to simulate the process of braking the car with the parallelism of its diagonal axis relative to the axis of the stand, and to determine the dependence of the accuracy of measurement of power parameters on the magnitude of the angle of their mutual non-parallelism. This addition to the dynamic model substantially clarifies the calculations of the process of braking the car wheel on the brake stand with treadmill.

brake system, brake stand, diagnosis, power parameters, braking force, dynamic model, wheel

Одержано (Received) 29.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 05.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 62-8:531.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.92-104>

Д.А. Дубовик, доц., д-р техн. наук, **О.А. Баран**, **С.С. Чепелевич**

Государственное научное учреждение «Объединённый институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск, Республика Беларусь;

А.С. Шантыко, **А.Н. Вырский**

Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Республика Беларусь;

Т.В. Бойко, доц., канд. техн. наук

Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск, Республика Беларусь

e-mail: ddubovik@oim.by

Кинематический и силовой анализ клавишного соломотряса зерноуборочного комбайна

Разработана математическая модель пятиклавишного соломотряса зерноуборочного комбайна с двумя коленчатыми валами, кривошпы которых направлены радиально к вершинам пентагона, позволяющая рассчитывать реакции в шарнирах и параметры его статической неуравновешенности. По методу векторных контуров соломотряс представлялся в виде сочетания пяти однотипных шарнирных четырёхзвенников. Нагрузки звеньев от действия сил и моментов инерции определены методом кинетостатики.

зерноуборочный комбайн, клавишный соломотряс, расчётная схема, метод векторных контуров, кинематический анализ, метод кинетостатики, силовой анализ, сила инерции, реакция опоры, статическая неуравновешенность

Д.О. Дубовик, доц., д-р техн. наук, **О.А. Баран**, **С.С. Чепелевич**

Державна наукова установа «Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі», м.Мінськ, Республіка Білорусь

О.С. Шантыко, **О.М. Вырский**

Науково-технічний центр комбайнобудування ВАТ «Гомсельмаш», м. Гомель, Республіка Білорусь;

Т.В. Бойко, доц., канд. техн. наук

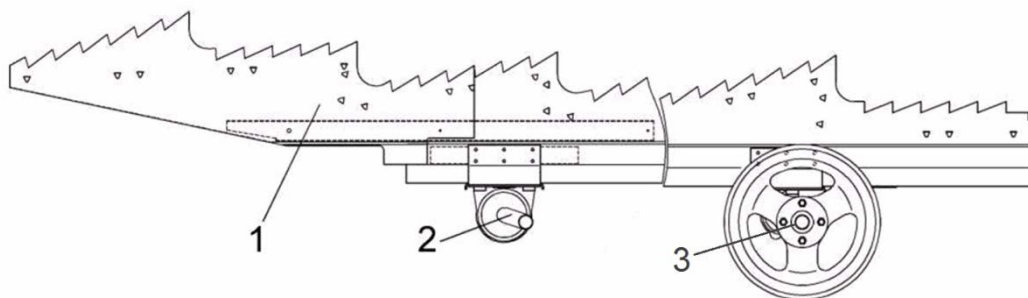
Установа освіти «Білоруський державний аграрний технічний університет», м. Мінськ, Республіка Білорусь

Кінематичний і силовий аналіз клавішного соломотряса зернозбирального комбайна

Розроблено математичну модель п'ятиклавішного соломотряса зернозбирального комбайна з двома колінчатими валами, кривошипи яких спрямовані радіально до вершин пентагона, що дозволяє розраховувати реакції в шарнірах і параметри його статичної невідновженості. За методом векторних контурів соломотряс представлявся у вигляді сполучення п'яти однотипних шарнірних чотирьохзв'язників. Навантаження ланок від дії сил і моментів інерції визначені методом кінестатики.

зернозбиральний комбайн, клавішний соломотряс, розрахункова схема, метод векторних контурів, кінематичний аналіз, метод кінестатики, силовий аналіз, сили інерції, реакція опори, статична невідновженість

Введение. Зерноуборочный самоходный комбайн является технически сложным изделием, которое при движении вне дорог в полевых условиях на своём борту выполняет функции трех сельскохозяйственных машин: жатки, молотилки, веялки. Одним из основных органов молотилки является соломотряс, предназначенный для выделения зерна из крупного солоmistого вороха и характеризующийся полнотой выделения зерна. В мировом комбайностроении используются различные конструкции соломотрясов [1, 2]: конвейерно-роторная, роторная, платформенная, клавишная, битерная, центробежно-роторная и др. Широкое применение получили клавишные соломотрясы [2 – 4] с тремя, четырьмя, пятью или шестью клавишами. Количество клавиш связано с технологическим процессом очистки зернового вороха. По характеру движения вороха соломотрясы можно разделить на две группы. Соломотрясы первой группы (трёх-, четырёх- и шестиклавишные) используются для очистки несвязного вороха, содержащего много перебитой соломы. Соломотрясы второй группы (пятиклавишные) эффективны при обработке длинносолоmistого связного вороха. Наиболее распространёнными и надёжными в эксплуатации являются двухвальные пятиклавишные соломотрясы (рис.1) с каскадами, снабженными граблинами [5], который в настоящее время применяется в зерноуборочных комбайнах фирм-производителей ОАО «Гомсельмаш» (Палессе GS10, GS12, GS12A1, GS4118K) [6], John Deere (W540, W550) [7], Claas (Lexion 620, 630) [8], New Holland (CX7.80 и CX7.90) [9] и др.



1 – клавиша; 2 – вал ведомый; 3 – вал ведущий

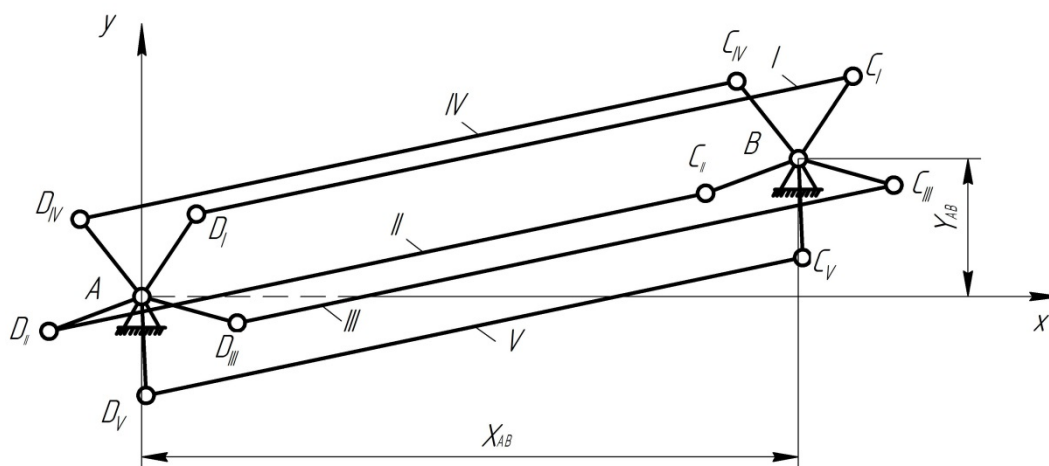
Рисунок 1 – Принципиальная схема двухвального соломотряса

Источник: [6].

Каждая клавиша соломотряса совершает циклическое движение, которое может являться причиной возникновения знакопеременных нагрузок на раму, вызывать вибрацию органов управления, сидений механизатора и его помощника, увеличение нагруженности и энергопотребления приводов [10 – 13]. При проектировании и совершенствовании конструкции зерноуборочного комбайна необходимо определить нагрузки, действующие в различных её элементах [14, 15].

Постановка задачи. В этой связи целью работы является определение величины силового воздействия на раму зерноуборочных комбайнов от статической неуравновешенности клавишных соломотрясов. Для достижения данной цели нужно выполнить структурный, кинематический и силовой анализ, в частности определить величину реакций на опорах соломотряса.

Структурный анализ. На основе выполненного структурного анализа клавишного соломотряса было выявлено, что расчётная схема пятиклавишного соломотряса может быть представлена сочетанием пяти (по количеству клавиш) шарнирных четырёхзвенных механизмов без учёта инерционных свойств коленчатого вала (рис. 2). В качестве привода использовались коленчатые валы, кривошипы которых направлены радиально к вершинам пентагона.



I, II, ..., V – номер клавиши соломотряса; A, B – центры вращения ведомого и ведущего валов; C_i, D_i – шарниры крепления клавиш; x, y – оси координат; x_{AB}, y_{AB} – размеры, характеризующие координаты опор ведомого и ведущего вала

Рисунок 2 – Расчетная схема привода соломотряса

Источник: разработано авторами.

Кинематический анализ. Основными задачами кинематического анализа являются определение положений отдельных точек звеньев механизма, их угловых скоростей и ускорений. Аналитическое исследование механизма соломотряса удобнее всего выполнять методом векторных контуров [16] для каждой клавиши в отдельности, согласно которому замкнутый контур ABCD (рисунок 3) разбивается на два треугольника ABC и ACD и составляются векторные уравнения для контуров ABC и ACD соответственно:

$$l_1 + l_2 - S = 0, \quad (1)$$

$$l_3 + l_4 - S = 0, \quad (2)$$

где S – переменный по модулю вектор, определяющий положение шарниров B и D.

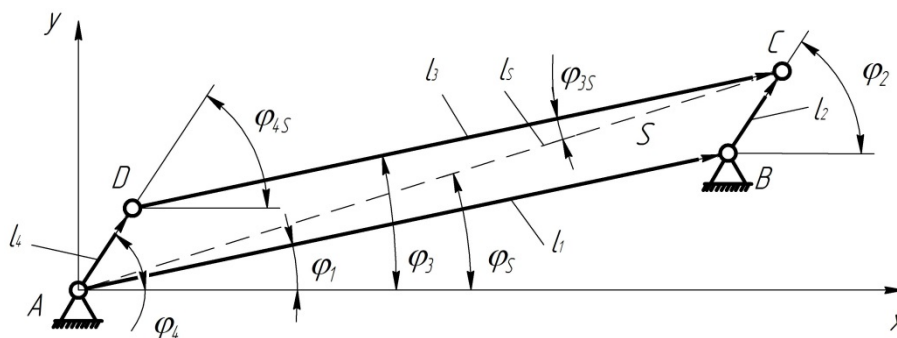


Рисунок 3 – Расчетная схема клавиши соломотряса

Источник: разработано авторами.

Модуль вектора S можно получить путём несложных преобразований, проецируя вектор уравнения (1) на оси координат Ax и Ay :

$$S = \frac{l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2}{\sin \varphi_S}. \quad (3)$$

Обозначая углы наклона векторов l_3 и l_4 к вектору S соответственно φ_{3S} и φ_{4S} , векторы l_3 и l_4 из треугольника ACD могут быть представлены по теореме косинусов:

$$l_3^2 = l_4^2 + S^2 - 2l_4 S \cos \varphi_{4S}, \quad (4)$$

$$l_4^2 = l_3^2 + S^2 - 2l_3 S \cos \varphi_{3S}. \quad (5)$$

С учетом уравнений (4) и (5), функции положения звеньев 3 и 4 от положения звена 2 имеют вид:

$$\varphi_3 = -\arccos \frac{l_3^2 + S^2 - l_4^2}{2l_3 S} + \arctg \frac{l_1 \sin \varphi_1 - l_2 \sin \varphi_2}{l_1 \cos \varphi_1 - l_2 \cos \varphi_2}, \quad (6)$$

$$\varphi_4 = \arccos \frac{l_4^2 + S^2 - l_3^2}{2l_4 S} + \arctg \frac{l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2}{l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2}. \quad (7)$$

Зависимости для угловых скоростей и ускорений звеньев соломотряса можно получить дифференцированием по обобщенной координате φ_2 векторного уравнения замкнутости контура $BCDA$ (рис. 3):

$$l_2 + l_3 + l_4 = l_1. \quad (8)$$

Используя выражения первой производной проекций векторного уравнения (8) на оси Ax и Ay , можно определить аналоги угловых скоростей ω_3 и ω_4 (передаточные отношения) клавиши и кривошипа ведомого вала (звеньев 3 и 4):

$$i_{32} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_2} = \frac{d\varphi_3/dt}{d\varphi_2/dt} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_4)}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_4)}, \quad (9)$$

$$i_{42} = \frac{d\varphi_4}{d\varphi_2} = \frac{d\varphi_4/dt}{d\varphi_2/dt} = \frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}{l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}, \quad (10)$$

где φ_2 , φ_3 и φ_4 – углы, образованные осями звеньев 2, 3 и 4 (кривошипа ведущего вала, клавиши и кривошипа ведомого вала) с осью Ax.

Для определения аналогов i'_{32} и i'_{42} угловых ускорений ε_3 и ε_4 клавиши и кривошипа ведомого вала (звеньев 3 и 4) используется вторая производная уравнения (8) по обобщенной координате φ_2 :

$$i'_{32} = \frac{l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_4) - i_{42}^2 l_4 - i_{32}^2 l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_4)}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_4)}, \quad (11)$$

$$i'_{42} = \frac{l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_3) - i_{32}^2 l_3 - i_{42}^2 l_4 \cos(\varphi_4 - \varphi_3)}{l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}. \quad (12)$$

Значения угловых скоростей ω_3 и ω_4 , угловых ускорений ε_3 и ε_4 клавиши и кривошипа ведомого вала определяются по формулам:

$$\omega_3 = i_{32} \omega_2 \text{ и } \omega_4 = i_{42} \omega_2, \quad (13)$$

$$\varepsilon_3 = i'_{32} \omega_2^2 + i_{32} \varepsilon_2 \text{ и } \varepsilon_4 = i'_{42} \omega_2^2 + i_{42} \varepsilon_2, \quad (14)$$

где ω_2 и ε_2 – угловые скорость и ускорение кривошипа ведущего вала (звена 2).

Координаты шарниров четырехзвенного механизма (рисунок 3) в системе координат xAy определяются из уравнений:

$$\begin{aligned} x_A = 0, \quad y_A = 0; \quad x_B = l_1 \cos \varphi_1, \quad y_B = l_1 \sin \varphi_1; \quad x_C = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2, \\ y_C = l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2; \quad x_D = l_4 \cos \varphi_4, \quad y_D = l_4 \sin \varphi_4. \end{aligned} \quad (15)$$

Координаты центров масс G_2 и G_4 ведущего и кривошипов ведомого вала находятся на их продольных осях:

$$x_{G2} = l_1 \cos \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2, \quad y_{G2} = l_1 \sin \varphi_1 + a_2 \sin \varphi_2; \quad x_{G4} = a_4 \cos \varphi_4, \quad y_{G4} = a_4 \sin \varphi_4, \quad (16)$$

где a_2 и a_4 – расстояние от шарниров B и A до центров масс кривошипов ведущего и ведомого вала ($a_2 < l_2, a_4 < l_4$).

Координаты центра масс G_3 в системе координат xAy, как правило, смещены относительно линии CD и определяются по формулам:

$$x_{G3} = l_4 \cos \varphi_4 + \sqrt{a_{3x0}^2 + a_{3y0}^2} \cdot \cos(\varphi_3 + \varphi_{\alpha 30}), \quad (17)$$

$$y_{G3} = l_4 \sin \varphi_4 + \sqrt{a_{3x0}^2 + a_{3y0}^2} \cdot \sin(\varphi_3 + \varphi_{\alpha 30}), \quad (18)$$

где a_{3x0} , a_{3y0} – координаты центра масс G_3 относительно шарнира D в горизонтальном положении звена 3 (параллельном положению относительно оси координат x_A ; угол φ_3 определяется выражением (6); $\varphi_{\alpha 30}$ – угол между осью, проходящей через шарниры C и D, и линией, проходящей через шарнир D и центр масс G_3 .

Расчет составляющих линейной скорости центра масс G_3 клавиши (звена 3) осуществляется дифференцированием по времени функции его координат (17) и (18):

$$V_{xG3} = \frac{dx_{G3}}{dt} = -l_4 \omega_4 \sin \varphi_4 - l_{DG3} \omega_3 \sin(\varphi_3 + \varphi_{G30-3}), \quad (19)$$

$$V_{yG3} = \frac{dy_{G3}}{dt} = l_4 \omega_4 \cos \varphi_4 + l_{DG3} \omega_3 \cos(\varphi_3 + \varphi_{G30-3}). \quad (20)$$

$$\text{где } l_{DG3} = \sqrt{a_{3x0}^2 + a_{3y0}^2}.$$

Линейные ускорения центра масс G_3 по осям Ax и Ay определяются дифференцированием линейных скоростей V_{xG3} (19) и V_{yG3} (20) по времени:

$$W_{xG3} = \frac{dV_{xG3}}{dt} = -l_4 (\varepsilon_4 \sin \varphi_4 + \omega_4^2 \cos \varphi_4) - l_{DG3} (\varepsilon_3 \sin(\varphi_3 + \varphi_{G30-3}) + \omega_3^2 \cos(\varphi_3 + \varphi_{G30-3})), \quad (21)$$

$$W_{yG3} = \frac{dV_{yG3}}{dt} = l_4 (\varepsilon_4 \cos \varphi_4 - \omega_4^2 \sin \varphi_4) + l_{DG3} (\varepsilon_3 \cos(\varphi_3 + \varphi_{G30-3}) - \omega_3^2 \sin(\varphi_3 + \varphi_{G30-3})). \quad (22)$$

Силовой анализ. Для определения нагрузок в шарнирах соломотряса вследствие действия сил и моментов инерции используется метод кинетостатики [16].

Силы и моменты инерции пропорциональны ускорениям и рассчитываются по формулам:

$$F_{Gi} = -W_{Gi} m_i, \quad M_i = -\varepsilon_i J_i, \quad (23)$$

где F_{Gi} – сила инерции i -ого звена механизма, приложенная в центре масс i -ого звена; W_{Gi} – ускорение центра масс i -ого звена механизма; M_i – момент пары сил i -ого звена; ε_i – угловое ускорение i -ого звена; J_i – момент инерции i -ого звена относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной к плоскости движения звена.

При составлении расчётных схем для определения реакций в шарнирах соломотряса принято, что составляющие сил направлены вдоль осей координат, моменты пар сил инерции направлены против часовой стрелки. Кроме того, к центру масс каждого звена приложена сила тяжести G_i , направленная всегда вниз. Расчётная схема двухповодковой группы первого вида, состоящей из кривошипа ведомого вала (звено 4) и клавиши (звено 3), представлена на рис.4 (а).

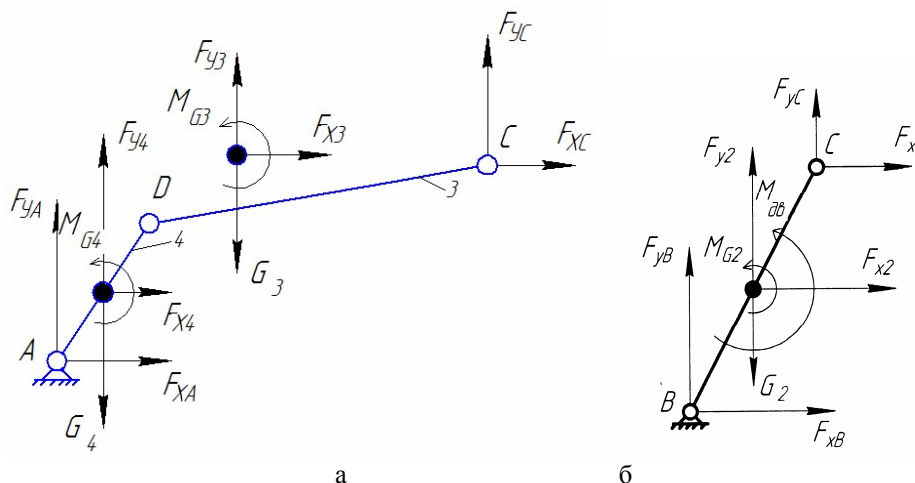


Рисунок 4 – Расчетная схема для определения реакций кинематической пары (а) и звена 2 (б)
 Источник: разработано авторами

Неизвестные реакции F_{xA} , F_{yA} , F_{xC} , F_{yC} определяются по принципу Д'аламбера из уравнений равновесия сил и моментов кинематической пары (рисунок 4, а), которые при условиях $m_4 = 0$, $J_4 = 0$ равны:

$$F_{xA} = \frac{l_{xAD}}{l_{yAD}} F_{yA}, \quad F_{yA} = \frac{F}{l_{xCD}} - (F_{yG3} - G_3) - \frac{l_{yCD}}{l_{xCD}} F_{xC}, \quad (24)$$

$$F_{xC} = \frac{\frac{l_{xAD}}{l_{yAD}} \left[(F_{yG3} - G_3) - \frac{F}{l_{xCD}} \right] - F_{xG3}}{1 - \frac{l_{xAD}}{l_{yAD}} \frac{l_{yCD}}{l_{xCD}}}, \quad F_{yC} = \frac{l_{yCD}}{l_{xCD}} F_{xC} - \frac{F}{l_{xCD}}, \quad (25)$$

где $l_{xAD} = x_A - x_D$, $l_{yAD} = y_A - y_D$;
 $l_{xG3D} = x_{G3} - x_D$, $l_{yG3D} = y_{G3} - y_D$;
 $l_{xCD} = x_C - x_D$, $l_{yCD} = y_C - y_D$;
 $F = (F_{yG3} - G_3)(x_{G3} - x_D) - F_{xG3}(y_{G3} - y_D)$.

Реакции в шарнире D определяются из уравнений равновесия сил звена 3:

$$F_{xD} + F_{xG3} + F_{xC} = 0, \quad F_{yD} + (F_{yG3} - G_3) + F_{yC} = 0. \quad (26)$$

Модули и углы векторов реакций в шарнирах А, С и D вычисляются по формулам:

$$F_A = \sqrt{F_{xA}^2 + F_{yA}^2}, \quad \varphi_A = \arctg \frac{F_{yA}}{F_{xA}}, \quad (27)$$

$$F_C = \sqrt{F_{xC}^2 + F_{yC}^2}, \quad \varphi_C = \arctg \frac{F_{yC}}{F_{xC}}, \quad (28)$$

$$F_D = \sqrt{F_{xD}^2 + F_{yD}^2}, \quad \varphi_D = \arctg \frac{F_{yD}}{F_{xD}}. \quad (29)$$

Составляющие реакции F_{xB} и F_{yB} в шарнире В определяются из уравнений равновесия звена 2 (рисунок 4, б) по формулам:

$$F_{xB} = -F_{xG2} - F_{xC(B)}, \quad F_{yB} = -(F_{yG2} - G_2) - F_{yC(B)}. \quad (30)$$

Момент $M_{\partial\theta}$ выражается из уравнения равновесия моментов звена 2 относительно точки В (рисунок 4, б):

$$M_{\partial\theta} = -(F_{yG2} - G_2)(x_2 - x_B) + F_{xG2} \cdot (y_2 - y_B) - F_{yC(B)}(x_c - x_B) + F_{xC(B)}(y_c - y_B) - M_{G2}, \quad (31)$$

где $F_{xC(B)} = -F_{xC}$, $F_{yC(B)} = -F_{yC}$.

Модуль и угол вектора реакции в шарнире В определяются по формулам:

$$F_B = \sqrt{F_{xB}^2 + F_{yB}^2}; \quad \varphi_B = \arctg \frac{F_{yB}}{F_{xB}}. \quad (32)$$

Силовое воздействие на раму от статической неуравновешенности соломотряса. Для определения величины силового воздействия на раму зерноуборочных комбайнов от статической неуравновешенности соломотряса необходимо просуммировать реакции на опорах А и В от неуравновешенности приводов всех клавиш.

С учетом одинаковой конструкции всех клавиш, выражения для расчёта составляющих суммарных реакций на опорах А и В по осям Ax и Ay можно представить в виде:

$$F_{ASx} = F_A(\cos\varphi_{4I} + \cos\varphi_{4II} + \cos\varphi_{4III} + \cos\varphi_{4IV} + \cos\varphi_{4V}), \quad (33)$$

$$F_{ASy} = F_A(\sin\varphi_{4I} + \sin\varphi_{4II} + \sin\varphi_{4III} + \sin\varphi_{4IV} + \sin\varphi_{4V}), \quad (34)$$

$$F_{BSx} = F_B(\cos\varphi_{2I} + \cos\varphi_{2II} + \cos\varphi_{2III} + \cos\varphi_{2IV} + \cos\varphi_{2V}), \quad (35)$$

$$F_{BSy} = F_B(\sin\varphi_{2I} + \sin\varphi_{2II} + \sin\varphi_{2III} + \sin\varphi_{2IV} + \sin\varphi_{2V}). \quad (36)$$

Анализ выражений (33)–(36) свидетельствует о том, что составляющие суммарных реакций на опорах А и В по осям Ax и Ay от неуравновешенности соломотряса определяются произведениями реакций на опоры от неуравновешенности одной клавиши на сумму соответственно косинусов и синусов углов смещения кривошипов коленчатых валов соломотряса.

Равномерное по окружности расположение кривошипов ведомого и ведущего коленчатых валов соломотряса характеризуется выполнением условий:

$$\cos\varphi_{4I} + \cos\varphi_{4II} + \cos\varphi_{4III} + \cos\varphi_{4IV} + \cos\varphi_{4V} = 0, \quad (37)$$

$$\sin\varphi_{4I} + \sin\varphi_{4II} + \sin\varphi_{4III} + \sin\varphi_{4IV} + \sin\varphi_{4V} = 0, \quad (38)$$

$$\cos\varphi_{2I} + \cos\varphi_{2II} + \cos\varphi_{2III} + \cos\varphi_{2IV} + \cos\varphi_{2V} = 0, \quad (39)$$

$$\sin\varphi_{2I} + \sin\varphi_{2II} + \sin\varphi_{2III} + \sin\varphi_{2IV} + \sin\varphi_{2V} = 0. \quad (40)$$

Таким образом, для равномерно расположенных клавиш одинаковой конструкции (с равными массами m_i и моментами инерции J_i относительно осей, проходящих через центр масс и перпендикулярных к плоскости движения), учитывая (37)–(40), составляющие суммарных реакций на опорах А и В по осям Ax и Ay , а следовательно, и сами суммарные реакции на опорах А и В от статической неуравновешенности соломотряса F_{AS} и F_{BS} равны 0.

Пример расчёта. Для определения кинематических характеристик соломотряса, ведущий вал которого вращается с постоянной угловой скоростью ($\omega_2 = 183$ об/мин), а также силового воздействия соломотряса на раму, рассмотрен пример расчёта клавишного соломотряса с геометрическими параметрами: $x_{AB} = 2.0551$ м, $y_{AB} = 0.432$ м (рисунок 2), $a_{3x0} = 0.755$ м, $a_{3y0} = 0.2384$ м, $\varphi_{\alpha 30} = 0.3058$ рад.

Результаты расчёта углов поворота клавиши и кривошипа ведомого вала (звеньев 3 и 4) в зависимости от угла поворота кривошипа ведущего вала (звена 2) показывают, что положение кривошипа ведущего вала не влияет на угол поворота клавиши и прямо пропорционально связано с углом кривошипа ведомого вала. Анализ зависимостей (13) – (14) свидетельствует о том, что поскольку кривошип ведущего вала вращается с постоянной скоростью, угловые ускорения всех звеньев равны 0, угловая скорость звена 3 также равна 0, звено 4 вращается с постоянной скоростью, которая численно равна угловой скорости ведущего звена 2. Траектории шарниров С и D и центра масс G_3 звена 3 приведены на рис. 5.

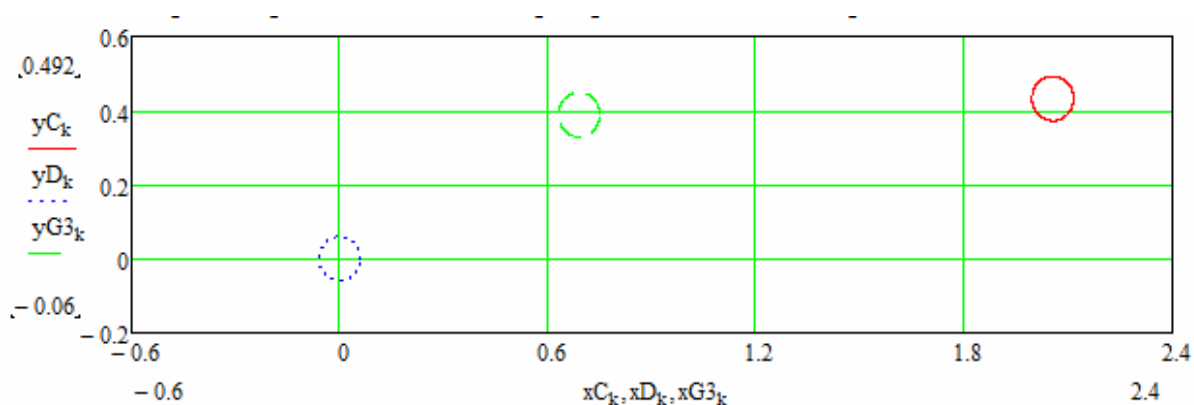


Рисунок 5 – Траектории шарниров С и D и центра масс G_3 клавиши в системе координат xAy в м

Источник: разработано авторами

Графики изменения составляющих W_{xG3} и W_{yG3} линейного ускорения центра масс G_3 клавиши в зависимости от угла поворота кривошипа ведущего вала по осям Ax и Ay приведены на рис. 6.

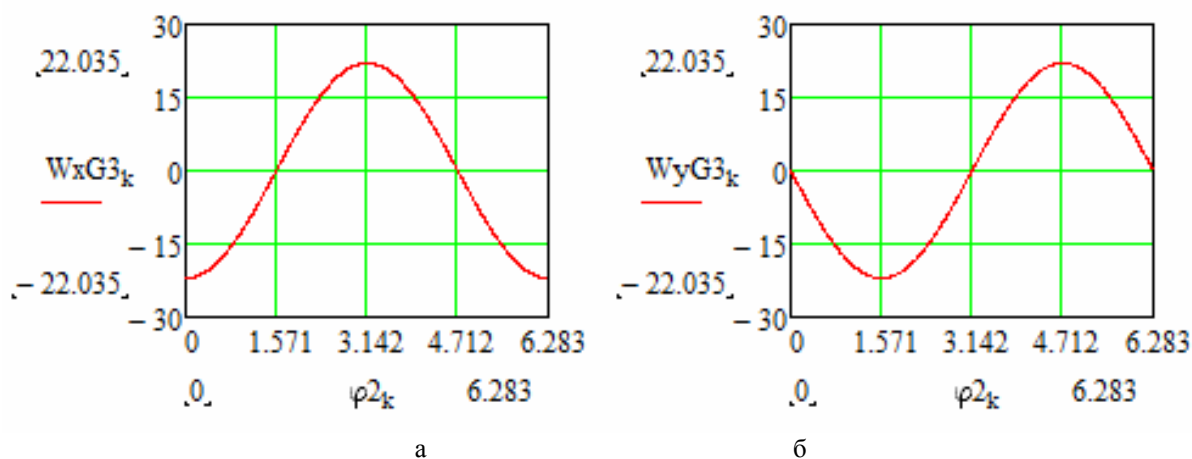


Рисунок 6 – Зависимости составляющих линейного ускорения центра масс G_3 клавиши от угла поворота кривошипа ведущего вала в рад по осям A_x (а) и A_y (б)

Источник: разработано авторами

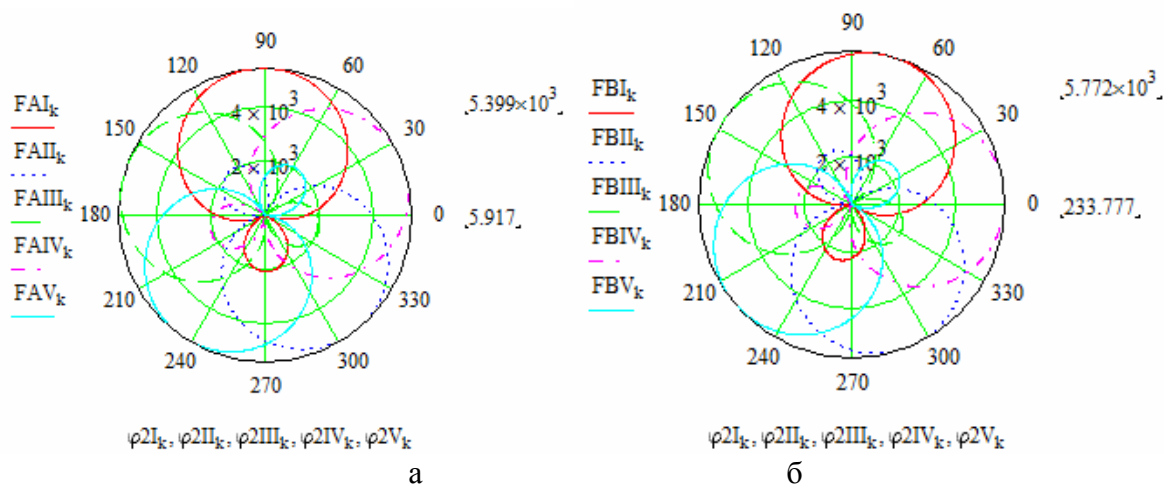
Расчет реакций на опорах А и В от неуравновешенности клавиш осуществляется с учетом углов смещения кривошипов ведущего и ведомого валов соломотряса, численные значения которых приведены в таб. 1.

Таблица 1 – Значения углов смещения кривошипов ведущего и ведомого коленчатых валов соломотряса

Номер клавиши	Угол смещения кривошипов коленчатых валов, град
I	0
II	216
III	72
IV	288
V	144

Источник: разработано авторами.

Результаты расчета реакций на опоры А и В от статической неуравновешенности всех пяти клавиш соломотряса представлены на рис. 7.

Рисунок 7 – Годографы реакций FA_i (а) и FB_i (б) в Н на опорах соломотряса

Источник: разработано авторами

Таким образом, выполненный анализ годографов реакций на опорах А и В (рис. 7) свидетельствует о том, что при радиальном расположении кривошипов с размещением шеек для крепления клавиш в вершинах пентагона (выполнение условий (37)-(40)) реакции на опорах соломотряса статически уравниваются силами инерции клавиш. При этом силовое воздействие от каждой клавиши в отдельности носит знакопеременный характер, максимальное расчётное значение на опору А составляет 5,4 кН, на опору В – достигает 5,77 кН.

Выводы. Разработана математическая модель пятиклавишного соломотряса зерноуборочного комбайна, приводимого в движение коленчатым валом с радиальными кривошипами, позволяющая рассчитывать реакции в шарнирах и параметры его статической неуравновешенности. Данная модель после незначительных преобразований может использоваться для кинематических и силовых расчётов клавишных соломотрясов с любым количеством клавиш.

Показано, что силовое воздействие на раму зерноуборочных комбайнов от клавишного соломотряса может быть уравновешено силами инерции его клавиш. Статическая уравновешенность соломотряса достигается при радиальном расположении кривошипов с размещением шеек для крепления клавиш в вершинах правильного многоугольника (для пятиклавишного соломотряса – пентагона). Поэтому одним из основных условий отсутствия силового воздействия соломотряса на раму является изготовление коленчатых валов с радиально направленными к вершинам правильного многоугольника кривошипами и точное выполнение проектных решений в производстве комбайнов.

Список литературы

1. Трубилин Е.И., Абликов В.А. Машины для уборки сельскохозяйственных культур (конструкции, теория и расчет) . КГАУ, Краснодар, 2010. 325 с.
2. Черновол В.А., Несмиян А.Ю., Арженовский А.Г. Сельскохозяйственные машины: обоснование параметров рабочих органов зерноуборочного комбайна : учебн. пособ. по курс. и дипл. проект. Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2013. 145 с.
3. Ларюшин, Н.П. Сельскохозяйственные машины (раздел «Зерноуборочные комбайны»): учебное пособие . Пенза: РИО ПГСХА, 2011. 243 с.
4. Лекция 9. Зерноуборочные комбайны. / Научная электронная библиотека. URL: <https://monographies.ru/en/book/section?id=12148> (дата доступа: 18.10.2019).

5. Дубовик Д.А., Еловой О.М., Бакалова Л.Ю. Основные направления развития автотракторокомбайностроения. Минск: Объединённый институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси, 2014. 176 с.
6. Гомсельмаш. Комбайны и сельхозтехника ПАЛЕССЕ. URL: <https://www.gomselmash.by/produktsiya/zernouborochnye-kombainy/> (дата доступа: 18.10.2019).
7. Официальный сайт компании John Deere в России. URL: <https://www.deere.ru/ru/зерноуборочные-комбайны/> (дата доступа: 18.10.2019).
8. Зерноуборочные комбайны Claas. URL: <https://www.claas.ru/produktsiya/zyernouborochnyye-kombajny/> (дата доступа: 18.10.2019).
9. New Holland URL: <http://www.newholland.su/> (дата доступа: 18.10.2019).
10. Верещагин Н. И., Скороходов А. Н., Левшин А.П. Организация и технология механизированных работ в растениеводстве. Москва: Академия, 2003 416 с.
11. Тарасенко, А.П., Солнцев В.Н., Гребнев В.П. Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства. Москва: КолосС, 2004. 552 с.
12. Халанский В. М., Горбачев И. В. Сельскохозяйственные машины. Москва: КолосС, 2004. 624 с.
13. Дубовик Д.А. Снижение энергозатрат многоприводных колесных машин путем совершенствования механических приводов ведущих колес: автореф. дис. на соискание уч. степени д-ра техн. наук: 05.05.03. Могилев, 2012. 44 с.
14. Дубовик Д.А., Прибыльский В. И. Гидрообъемно-механические трансмиссии мобильных машин. Кинематический и силовой расчет. *Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук*. 2016. № 4. С. 61–72.
15. Кинематический и силовой анализ двухстанной очистки зерноуборочного комбайна / Д.А. Дубовик, В.И. Прибыльский, А.А. Новиков, А.Н. Вырский. *Проблемы машиностроения и надёжности машин*. 2019. № 6. С. 78-90.
16. Артоблевский, И.И. Теория механизмов и машин. Москва: Транспортная компания, 2016. 639 с.

References

1. Trubilin, E. I., & Alikov, V. A. (2010). *Mashiny dlia uborki selskohozyaistvennyh kultur (konstruktsii, teoriya i raschet) [Machines for harvesting crops (design, theory and calculation)]*. Krasnodar: KubSAU [in Russian].
2. Chernovolov, V. A., Nesmiyan, A.Yu., & Arzhenovskii A.G. (2013). *Selskohozyaistvennye mashiny: obosnovanie parametrov rabochih organov zernouborochnogo kombaina : uchebnoe posobie po kursovomu i diplomnomu proektirovaniu [Agricultural machines: justification of the parameters of the working bodies of the grain harvester: a textbook on course and diploma design]*. Zernograd: FGBOU VPO ACHGAA [in Russian].
3. Lariushin, N.P. (2011). *Selskohozyaistvennye mashiny (razdel «Zernouborochnye kombainy»): uchebnoe posobie [Agricultural machines (section "Grain harvesters"): tutorial]*. Penza: RIO PGSKHA [in Russian].
4. Lektsia 9. Zernouborochnye kombainy / Nauchnaia elektronnaia biblioteka [Lecture 9. Grain harvesters / Scientific electronic library]. *monographies.ru*. Retrieved from <https://monographies.ru/en/book/section?id=12148> [in Russian].
5. Dubovik, D. A., Elovoy O.M., & Bakalova, L.Yu. (2014). *Osnovnye napravleniia razvitiia avtotraktorokombainostroeniia [The main directions of development agricultural machinery engineering]*. Minsk: Joint Institute of mechanical engineering of the National Academy of Sciences of Belarus [in Russian].
6. Gomselmash. Kombainy i selhoztekhnika PALESSE [Gomselmash. Harvesters and agricultural machinery PALESSE]. *gomselmash.by*. Retrieved from <https://www.gomselmash.by/produktsiya/zernouborochnye-kombainy/> [in Russian].
7. Ofitsialnyi sait kompanii John Deere v Rossii [Official site John Deere in Russia]. *deere.ru*. Retrieved from <https://www.deere.ru/ru/зерноуборочные-комбайны/> [in Russian].
8. Zernouborochnye kombainy Claas [Claas combine harvesters]. *claas.ru*. Retrieved from <https://www.claas.ru/produktsiya/zyernouborochnyye-kombajny/> [in Russian].
9. New Holland [New Holland]. *newholland.su*. Retrieved from <http://www.newholland.su/> [in Russian].
10. Vereshchagin, N. I., Skorohodov, A. N., & Levshin, A.P. (2003). *Organizatsiia i tekhnologiia mekhanizirovannyh rabot v rastenievodstve [Organization and technology of mechanized works in crop production]*. Moscow: Akademiya [in Russian].

11. Tarasenko, A.P., Solntsev, V.N., & Grebnev, V.P. (2004). *Mekhanizatsiia i elektrifikatsiia sel'skohozyaistvennogo proizvodstva* [Mechanization and electrification of agricultural production]. Moscow: KolosS [in Russian].
12. Khalanskii, V. M., & Gorbachev, I. V. (2004). *Selskohozyaistvennye mashiny* [Agricultural vehicles]. Moscow: KolosS [in Russian].
13. Dubovik, D.A. (2012). Snizhenie energozatrat mnogoprivodnykh kolesnykh mashin putem sovershenstvovaniia mekhanicheskikh privodov vedushchikh koles [Reduction of energy consumption of multi-wheel drive machines by improving the mechanical drives of the driving wheels]. *Extended abstract of Doctor's thesis*. Mogilev [in Russian].
14. Dubovik, D.A., & Pribylskii, V. I. (2016). Hidroobemno-mekhanicheskie transmissii mobilnykh mashin. Kinematicheskii i silovoi raschet [Hydraulic-mechanical transmissions of mobile machines. Kinematic and power calculation]. *Vesti Natsyianal'nai akademii navuk Belarusi. Seriya fizika-tekhnichnykh navuk*, 4, 61-72 [in Russian].
15. Dubovik, D.A., Pribylskii, V.I., Novikov, A.A. & Vyrs'kii, A.N. (2019). Kinematicheskii i silovoi analiz dvuhstannoi ochistki zernouborochnogo kombaina [Kinematic and power analysis of two-sieve grain cleaning system of a combine harvester]. *Problemy mashinostroeniia i nadezhnosti mashin. – Problems of mechanical engineering and machine reliability*, 6, 78-90 [in Russian].
16. Artobolevskii, I.I. (2016). *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow: Transportnaia kompaniia [in Russian].

Dmitri Dubovik, Assoc. Prof., DSc., **Volha Baran**, **Siarhei Chapialevich**

State Scientific Institution "Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, Belarus

Aliaksandr Shantyka, **Aliaksei Vyrs'kii**

Scientific and Technical Center for Combine-Building of Joint Stock Company «Gomselmash», Gomel, Belarus;

Taisa Boyka, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Educational Institution "Belarusian State Agrarian Technical University", Minsk, Belarus

Kinematic and Power Analysis of a Key Straw Walker of a Grain Harvester

The aim of this work is to determine the magnitude of the force impact on the frame of grain harvesters from the imbalance of key straw walkers. To achieve this goal, a structural, kinematic and power analysis of a five-key straw walker was carried out.

Based on the performed structural analysis of the key straw walker, a design scheme with a combination of five similar articulated four-link mechanisms for the five-key straw walker of the grain harvester is presented. A mathematical model of a five-key straw walker of a grain harvester driven by a crankshaft with radial cranks has been developed, which allows calculating the reactions in the hinges and the parameters of its static imbalance. Using the method of closed vector contours, analytical dependences of coordinates, velocities and accelerations of characteristic points of links on the angle of rotation of the leading link are obtained. Using kinetostatic method, the dependences of the loads of the straw walker links on the action of forces and force moments of inertia are determined. The alternating character of the force action of each key separately on the bearings of the driving and driven straw walker crankshafts is established. The numerical values of the force action of the individual keys on the frame of the grain harvester, as well as the loads acting in the movable hinges of the straw walker, are determined.

It is shown that the force action on the frame of harvesters from the straw walker can be balanced by the inertia of its keys. Static balance of the straw walker is achieved with a radial arrangement of cranks with placement of necks for fastening keys at the vertices of a regular polygon (for the five-key straw walker – the pentagon). One of the main conditions for the absence of the impact of the straw walker on the harvester frame is the manufacture of crankshafts with cranks radially directed to the vertices of the regular polygon and the exact implementation of design decisions in the production of harvesters.

grain harvester, key straw walker, design scheme, method of closed vector contours, kinematic analysis, kinetostatic method, force analysis, inertia force, support reaction, static imbalance

Одержано (Received) 01.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 28.11.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 621.311.019.03

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.105-116>

Ф.М. Ерхан, проф., д-р техн. наук, **Н.И. Корнейчук**, проф., канд. техн. наук
Государственный аграрный университет Молдовы, Кишинев, Молдова
e-mail: terhan@mail.ru

Влияние износа подшипниковых щитков на коэффициент мощности электродвигателей переменного тока

В статье произведен анализ и оценка составных частей электродвигателей и электрических приводов сельскохозяйственных машин и оборудования, подлежащих восстановлению и было установлено, что наиболее изношенных частей электродвигателей являются подшипниковые щиты. Исходя из проведенных измерений различных типов подшипниковых щитков (чугунные и из алюминиевых сплавов) для электрических двигателей серий А2, АО2, 4АС, 5А, АИР были определены предельные размеры износа в зависимости от материала изготовления подшипниковых щитков, которые могут быть восстановлены электрофизическими методами.

электрофизические методы восстановления, износ деталей, электрические двигатели, электроприводы, электрооборудование, подшипниковые щиты, коэффициент мощности $\cos\varphi$

Ф.М. Ерхан, проф., д-р техн. наук, **Н.И. Корнійчук**, проф., канд. техн. наук
Державний аграрний університет Молдови, Кишинів, Молдова

Влияние износа подшипниковых щитков на коэффициент мощности электродвигателей переменного тока

У статті приведений аналіз і оцінка складових частин електродвигунів і електричних приводів сільськогосподарських машин і устаткування, які підлягають відновленню і було встановлено, що найбільш зношених частин електродвигунів є підшипникові щити. Виходячи з проведених вимірювань різних типів підшипникових щитків (чавунні і з алюмінієвих сплавів) для електричних двигунів серій А2, АО2, 4АС, 5А, АИР були визначені граничні розміри зносу в залежності від матеріалу виготовлення підшипникових щитків, які можуть бути відновлені електрофізичними методами.

электрофизические методы восстановления, износ деталей, электрические двигатели, электроприводы, электрооборудование, подшипниковые щиты, коэффициент мощности $\cos\varphi$

Постановка проблемы. В соответствии [1] из всего объема генерируемой электрической энергии на земном шаре около (60-65) % используется различными типами электрических приводов в различных областях.

Одним из узких мест электрических двигателей и электроприводов является износ подшипниковых узлов. Необходимо отметить, что в настоящее время в промышленности, сельском хозяйстве и многих других отраслях народного хозяйства используется широкая гамма электрических двигателей и электроприводов работающих в различных режимах и с различными техническими характеристиками.

Анализ последних исследований и публикаций. Можно отметить, что в настоящее время в мире выпускаются более ста тысяч модификаций подшипников качения [2, 3], которые используются в различных технических установках и электроприводах в промышленности и сельского хозяйства, работающих в различных режимах эксплуатации.

Большое количество вновь выпускаемых подшипников используются для ремонта сельскохозяйственной техники, в том числе и электроприводов как

постоянного, так и переменного тока [4]. Можно утверждать, что неотъемлемой частью электрических двигателей и электроприводов являются шарикоподшипники, номенклатура которых из года в год расширяется. Можно констатировать, что суммарная установленная мощность электроприводов практически каждые 5-7 лет удваивается, а процессы электрификации и автоматизации все больше основываются на электроприводах различных типов и мощностей. Практически все электроприводы, используемые в сельском хозяйстве условно можно разделить на следующие группы:

- электроприводы переменного тока, используемые в электротехнических установках и технологических процессах;
- электроприводы сельскохозяйственных машин (тракторов, комбайн, автотранспортных средств), которые чаще всего постоянного тока.

К первой группе относятся электроприводы переменного тока (как асинхронные, так и синхронные), могут встречаться и электроприводы постоянного тока.

Ко второй группе чаще всего относятся электроприводы сельскохозяйственных машин, и автотракторного оборудования.

Условия эксплуатации электрических приводов и особенно электроприводов сельскохозяйственного назначения самые разнообразные, начиная от агрессивных и влажных сред и заканчивая перепадами температур.

Особенность эксплуатации электрических машин и электрических приводов заключается в их условиях и сезонности выполнения производственных работ. Продолжительность работы электрических приводов зависит от типа технологического процесса и режима работы.

Так в режиме S1 работают около 20% электроприводов установленных в сельском хозяйстве. Характерные режимы S2, S3 и S6 относятся к различным электроприводам сельскохозяйственных машин и оборудования.

Следует отметить, что в зависимости от режима работы электропривода можно установить характер распределения и величину износа посадочных отверстий подшипниковых узлов электрических двигателей и электрооборудования.

Анализ условия эксплуатации электроприводов и электрооборудования различного назначения в области надежности и долговечности эксплуатационных свойств подшипниковых узлов [5] показывают, что износ или несоответствие линейных размеров и геометрической формы посадочных мест нормативным требованиям приводят к нарушению скоординированного расположения деталей электрических двигателей и особенно роторов.

Это несоответствие линейных размеров и геометрической формы посадочных мест подшипников приводит к изменению воздушного зазора между ротором и статором электродвигателей, что приводит к изменению (снижению) коэффициента мощности ($\cos\varphi$) и коэффициента полезного действия (η) не только электродвигателя, но и электропривода в целом.

Анализ технических данных и литературных источников [8] показывают, что информация о величине и форме износа посадочных отверстий под подшипниками качения чаще всего носит вероятностный характер и зависит от условия эксплуатации и режимов работы электроприводов. Величина износа посадочных отверстий под подшипниками качения электроприводов, сельскохозяйственных машин и оборудования зависит от физико-механических свойств материалов используемых для изготовления подшипниковых щитков, длительности и условия эксплуатации. Знание величины и характера расположения износа посадочных отверстий позволяют обосновать выбор способа и материала для их восстановления.

Постановка задания. Исходя из вышесказанного, следует, что обнаружение и своевременное устранение дефектов посадочных мест под подшипники качения способствует повышению надежности и долговечности электроприводов и электрооборудования.

Изложение основного материала. Проведем анализ состояния подшипниковых щитков. Назначение подшипниковых щитков состоит в том, что они удерживают подшипники, в которых вращается вал с ротором, будучи сами прикреплены к станине. Обычно подшипниковые щиты дифференцируются как задние и передние.

Подшипниковые щиты служат, еще для защиты от попадания в электрический двигатель посторонних предметов или для полной изоляции внутренней части электрического двигателя от окружающей среды.

В соответствии [5] около 8-12% электродвигателей выходит из строя вследствие отказов подшипниковых узлов. Известно, что в современных электродвигателях широко применяются щиты, изготовленные из алюминиевых сплавов (методом литья под давлением). Однако у них меньшая по сравнению с чугунными жесткость, износоустойчивость и эксплуатационная надежность. Посадочное гнездо подшипника в таком щите изнашивается довольно быстро.

В процессе эксплуатации электродвигателей в результате перекосов и несоосности подшипниковых щитков, при осевом смещении подшипника, при вибрации ротора, возрастает нагрузка на посадочные места подшипниковых щитков.

Износ посадочных поверхностей происходит неравномерно по окружности, в связи с этим нарушается симметрия положения ротора, что влечет за собой возникновение неравномерности воздушного зазора и как результат возникают подшипниковые токи, которые отрицательно сказываются на характеристиках электродвигателя. Величина износа посадочного места достигает 0,1-0,15 мм и более в зависимости от типа подшипникового щита [1]. В результате этого возникает необходимый технический ремонт для восстановления посадочных мест в подшипниковых щитах электродвигателей.

Однако, при механической обработке алюминиевых щитков возникают дополнительные трудности, связанные с отсутствием установочной базы.

В соответствии с [1,6] предельные износы подшипниковых щитков асинхронных электрических двигателей различных мощностей выполненные из чугуна составляют (0,12-0,19) мм, а для подшипниковых щитков выполненные из алюминиевых сплавов, соответствующий износ составляет (0,12-0,23) мм.

подавляющее большинство подшипниковых щитков изготавливаются из чугуна или алюминиевых сплавов в виде отливок. Необходимо отметить, что прочность чугуна как конструкционного материала выше, чем у алюминиевых сплавов и оказывается вполне достаточной, а технологическая простота производства и дешевизна сырых материалов способствовали широкому применению чугунных щитков.

Подшипниковые щиты служат соединительной деталью между статором и ротором. В электрических приводах различного назначения применяются различные по конструкции подшипниковые щиты, отличающиеся друг от друга формой, размерами и материалом, из которого они изготовлены.

Но несмотря на большое разнообразие конструкций щитков, по назначению их можно разделить на два вида:

а) подшипниковые щиты для электродвигателей на лапах (рис. 1, а), служащие только соединительной деталью;

мм, а для подшипниковых щитков выполненные из чугуна соответствующий износ изменяется в пределах (0,10-0,21) мм.

В зависимости от типа подшипниковых щитков, периода эксплуатации и режимов работы электрических двигателей согласно [4] и проведенных измерений и согласно [6] износ посадочных мест подшипниковых щитков электрических двигателей находится в пределах от (0,15 до 0,24) мм для подшипниковых щитков выполненные из алюминиевых сплавов и от (0,15 до 0,20) мм для подшипниковых щитков выполненных из чугуна.

Такие электрические двигатели могут стабильно работать при отклонении напряжения в пределах $\Delta U = \pm 10\% U_n$ или отклонении частоты в пределах 0,2% от номинальной частоты и одновременных отклонениях напряжения частоты, ограниченных зоной “В” [2].

Продолжительность работы электроприводов в крайних пределах зоны “В” рекомендуется ограничивать.

Электрические двигатели, имеющие сервис фактор ($\kappa_c = 1,15$) могут длительно работать в режиме S1 при отклонении напряжения в пределах $-10\% \leq \Delta U = +10\% U_n$ и номинальной нагрузке.

Если позволяет конструкция, воздушный зазор измеряют до разборки с каждой стороны электродвигателя в трех-четырех точках через отверстия в торцах щитков. Среднее значение зазора вычисляют как среднеарифметическую произведенных замеров. Особое внимание обращают на замеры зазоров у асинхронных электродвигателей.

Влияние воздушного зазора посадочных мест подшипников на технические параметры электрических двигателей.

Увеличение воздушного зазора приводит к уменьшению коэффициента мощности ($\cos \varphi$) и коэффициента полезного действия (η) не только электродвигателя, но и электропривода в целом.

Таблица 1 – Размеры, допуски и шероховатость замковых и посадочных поверхностей подшипниковых щитков электрических двигателей подлежащих восстановлению электрофизическими методами

Серия электрического двигателя	Замковая поверхность			Посадочное отверстие		
	Номинальный диаметр, мм	Предельные отклонения, мм	Шероховатость, R_a , мм	Номинальный диаметр, мм	Поле допуска, мм	шероховатость, R_a , мм при ($t_{20}, \%$)
1	2	3	4	5	6	7
4 AA56	94	+0,054	2,5	32	P7	2,5
4AA63	105	+0,054	2,5	35	P7	$\geq 25\%$
4A71	122	+0,063	2,5	52	P7	$\geq 25\%$
4A80	137	+0,063	2,5	62	P7	$\geq 25\%$
4A90	155	+0,063	2,5	62	P7	$\geq 25\%$
4A100	175	+0,068	2,5	72	P7	$\geq 25\%$
4A112	202	+0,073	2,5	80	P7	2,5

Продолжение таблицы 1

4A132	287	+0,073	2,5	100	P7	≥ 25%
4AАН160	284	+0,084	2,5	110	P7	≥ 25%
4AАН180	325	+0,084	2,5	130	P7	≥ 25%
4AАН200	364	+0,095	2,5	140	P7	≥ 25%
4AАН225	407	+0,095	2,5	150	P7	≥ 25%
4AАН250	455	+0,095	2,5	180	P7	≥ 25%
A2 и AO2	155	+0,04 -0,02	2,5	110	P7	≥ 25%
AO2	192	+0,05 -0,03	2,5	130	P7	≥ 25%
4AC	258	+0,06 -0,03	2,5	140	P7	≥ 25%
4AC	345	±0,027	2,5	150	P7	≥ 25%
4AC	390	+0,05 -0,03	2,5	180	P7	≥ 25%
4AC	390	+0,05 -0,03	2,5	180	P7	≥ 25%
A 2	450	±0,031	2,5	180	P7	≥ 25%
AO2	450	±0,031	2,5	180	P7	≥ 25%
AO2	520	±0,036	2,5	200	P7	≥ 25%
AO2	520	±0,036	2,5	180	P7	≥ 25%
AO 2	180	+0,024 -0,023	2,5	35	P7	≥ 25%
AO 2	218	+0,024 -0,023	2,5	52	P7	≥ 25%
AO 2	258	+0,024 -0,023	2,5	62	P7	≥ 25%
A2	305	+0,063	2,5	62	P7	≥ 25%
1A2	352	+0,068	2,5	72	P7	≥ 25%
A2	305	+0,063	2,5	62	P7	≥ 25%
A2	352	+0,068	2,5	72	P7	≥ 25%
A2	400	+0,073	2,5	80	P7	2,5
A2	465	+0,073	2,5	100	P7	≥ 25%
АОЛ2	134	+0,084	2,5	110	P7	≥ 25%
АОЛ2	153	+0,084	2,5	130	P7	≥ 25%
5A	155	+0,095	2,5	140	P7	≥ 25%
5AM	175	+0,095	2,5	150	P7	≥ 25%
5АСШ	202	+0,095	2,5	180	P7	≥ 25%
6A	287	+0,084	2,5	110	P7	≥ 25%
5АН225М6	284	+0,084	2,5	130	P7	≥ 25%
5АН225М8	325	+0,095	2,5	140	P7	≥ 25%
5A 80	364	+0,095	2,5	150	P7	≥ 25%
АИРС160S4	407	+0,095	2,5	180	P7	≥ 25%

Источник: [6]

В соответствии с ГОСТ 28173 (МЭК 60034-1) [2] стандартные симметричные воздушные зазоры у асинхронных электрических двигателей с вышеперечисленными свойствами в зависимости от мощности и частоты вращения приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Стандартные воздушные зазоры у асинхронных электрических

Частота вращения об/мин	Воздушный зазор, мм; при мощности двигателя, кВт							
	до 0,2	0,2-1,0	1,0-2,5	2,5-5,0	5,0-10,0	10,0-20,0	20,0-50,0	50,0-100,0
3000	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	0,65	0,80	1,00
1500-500	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,65

Источник: [6]

Круговое вращающееся магнитное поле возникает только при симметрии токов, проходящих по статорным обмоткам и при симметричном воздушном зазоре между обмотками статора и ротором.

НС катушек отдельных фаз, при симметричном расположении этих катушек в пространстве и при сдвиге во времени между фазовыми токами, равно пространственному сдвигу между обмотками.

В соответствии с [4] износ подшипниковых щитков электрических двигателей чаще всего неравномерный и зависит от режима работы электрического двигателя и типа подшипникового щитка (алюминиевые сплавы или чугун).

Чаще всего наблюдается износ в соответствии с нереверсивным режимом работы, что соответствует пусковому режиму электродвигателя [9].

Это осевая неравномерность в пределах 180^0 по оси абсцисс или 180^0 по оси ординат [9]. Эпюра форм износа подшипниковых щитков, посадочных мест подшипников роторов электрических двигателей представлено на рис.(2, а, б).

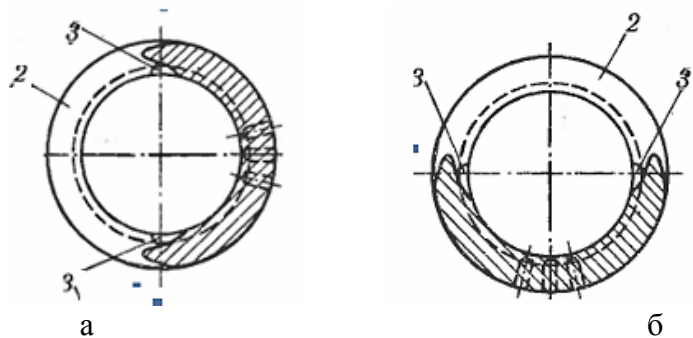


Рисунок 2 – Износ подшипниковых щитков, посадочных мест подшипников роторов электрических двигателей вдоль оси абсцисс (2, а) и вдоль оси ординат (2, б)

Источник: [8]

Из анализа эпюр форм износа подшипниковых щитков, посадочных мест подшипников роторов электрических двигателей вдоль оси абсцисс (рис. 2, а) и вдоль оси ординат (рис. 2, б) и в соответствии с [5] можно утверждать, что соответствующий износ является неравномерным и зависит от режима работы электрического двигателя.

Вышеприведенный износ приводит к тому, что воздушный зазор образует несоответствие линейных размеров и как следствие происходит изменение технических и как следствие и электрических параметров электрических двигателей и электроприводов в целом.

Это несоответствие линейных размеров и геометрической формы посадочных мест подшипников приводит к изменению воздушного зазора между ротором и статором электродвигателей, что приводит к изменению коэффициента мощности ($\cos\varphi$) и коэффициента полезного действия (η) не только электродвигателя, но и всего электропривода.

Износ подшипниковых узлов чаще всего наблюдается для нереверсивных режимов работы, и в зависимости от ожидаемого пускового режиму работы электродвигателя [9,10].

Чаще всего в результате износа подшипниковых узлов возникает осевая неравномерность в пределах 90° по оси абсцисс и по оси ординат. Этот износ приводит к изменению пространственного расположения ротора электрического двигателя. С изменением пространственного расположения ротора электрического двигателя изменяется форма магнитного потока (Φ) из цилиндрической оно становится эллиптической.

В случае если не соблюдается хотя бы одно из вышеперечисленных условий, то возникает не круговое, а эллиптическое вращающееся магнитное поле, у которого максимальное значение результирующей индукции (B) для различных моментов времени (t) не остается постоянным, как при круговом цилиндрическом магнитом поле.

В таком поле пространственный вектор намагничивающей силы (НМС) $\vec{F}_m$ или вектор магнитной индукции $\vec{B}_m$ описывает эллипс (рис. 3, а). Эллиптическое магнитное поле можно представить в виде двух эквивалентных круговых полей, вращающихся в противоположных направлениях (рис.3 б, в). Разложение эллиптического поля на прямое и обратное круговые поля производится методом симметричных составляющих, с помощью которого определяется НС прямой и обратной последовательностей.

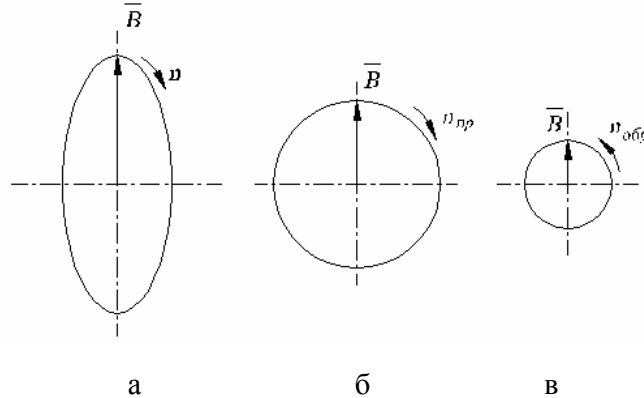


Рисунок 3 – Эллиптическое магнитное поле в рабочем зазоре машины (а) и его разложение на два составляющих круговых поля: прямое (б) и обратное (в)

Источник: разработано авторами

Рассмотрим, как осуществляется это разложение на примере двухфазной обмотки при питании ее синусоидальным током и возникновении несимметричного воздушного зазора из-за износа подшипниковых щитков.

Будем исходить из того, что намагничивающей силе (НМС) фазы $\vec{F}_B$ (B-Y) отстает от (НМС) $\vec{F}_A$ фазы (A-X) на заданный угол $\alpha = -120^\circ = -\frac{2}{3}\pi$, для таких случаев выполняется уравнение (1)

$$\begin{aligned}\bar{F}_A &= \bar{F}_{m1} \sin \omega t \\ \bar{F}_B &= \bar{F}_{m1} \sin(\omega t - 2\pi/3)\end{aligned}\quad (1)$$

При этом для общего случая векторы прямой и обратной последовательностей намагничивающих сил $\bar{F}_{m1}, \bar{F}_{m2}$ не равны между собой $\bar{F}_{m1} \neq \bar{F}_{m2}$. Если будут представлены векторы намагничивающих сил каждой из фаз $\bar{F}_A$ и $\bar{F}_B$ с учетом прямых и обратных последовательностей, то они будут иметь форму уравнений (2).

$$\begin{aligned}\bar{F}_A &= \bar{F}_{A1} + \bar{F}_{A2} \\ \bar{F}_B &= \bar{F}_{B1} + \bar{F}_{B2}\end{aligned}\quad (2)$$

В таком случае будем исходить из предположения, что значения соответствующих усилий выполняются согласно (3).

$$\begin{aligned}\bar{F}_{A1} &= -j\bar{F}_{B1} \\ \bar{F}_{A2} &= +j\bar{F}_{B2}\end{aligned}\quad (3)$$

Векторы намагничивающих сил каждой из фаз $\bar{F}_{A1}$ и $\bar{F}_{B1}$ образуют систему намагничивающих сил прямой последовательности рис.(4 а), причем вектор $\bar{F}_{A1}$ опережает вектор $\bar{F}_{B1}$ на угол 120° , векторы намагничивающих сил каждой из фаз обратной последовательности $\bar{F}_{A2}$ и $\bar{F}_{B2}$ образуют систему намагничивающих сил обратной последовательности рис.(30 б), причем вектор $\bar{F}_{A2}$ отстает от вектора $\bar{F}_{B2}$ на угол -120° .

Диаграмма разложения векторов намагничивающих сил статорной обмотки на систему векторов прямой (а) и обратной (б) последовательностей, которые образуют систему векторов намагничивающих сил представлены (рис.4, а.б).

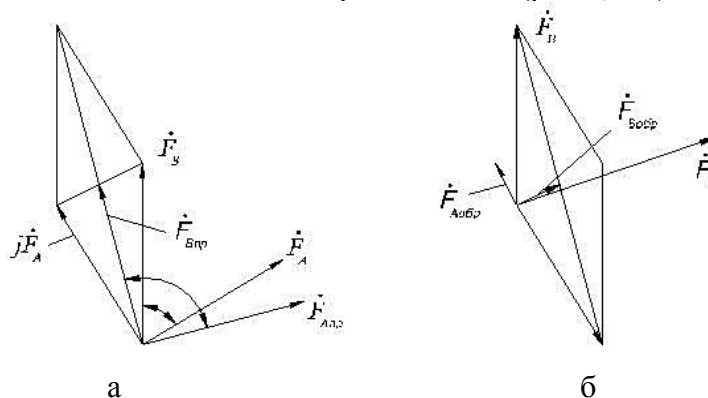


Рисунок 4 – Диаграмма разложения векторов НС статорной обмотки на систему векторов прямой (а) и обратной (б)

Источник: разработано авторами

Величины векторов прямой и обратной последовательностей найдем, подставив последнюю систему в выражения для $(\bar{F}_A)$ и $(\bar{F}_B)$ согласно (4).

$$\begin{aligned}\bar{F}_A &= -j\bar{F}_{A_{np}} + j\bar{F}_{A_{обр}} \\ \bar{F}_B &= -j\bar{F}_{B_{np}} + j\bar{F}_{B_{обр}}\end{aligned}\quad (4)$$

Умножим первое уравнение системы (4) на (j) получится (5), из которой следует (6).

$$\begin{aligned} j\bar{F}_A &= \bar{F}_{Anp} - \bar{F}_{Aобр} \\ j\bar{F}_B &= \bar{F}_{Bnp} - \bar{F}_{Bобр} \end{aligned} \quad (5)$$

Поскольку выполняется условие (6), то уравнения бегущей волны для прямого и обратного круговых полей имеют вид (7).

$$\begin{aligned} F_{Bnp} &= F_{Anp} = F_{np} \\ F_{Bобр} &= F_{Aобр} = F_{обр} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} F_{хnp} &= F_{np} \sin\left(\omega \cdot t - \frac{\pi \cdot x}{\tau}\right) \\ F_{хообр} &= F_{обр} \sin\left(\omega \cdot t + \frac{\pi \cdot x}{\tau}\right) \end{aligned} \quad (7)$$

При рассмотрении работы многофазных электрических двигателей и приводов, обычно заданными величинами являются напряжения питания, подводимые к двигателю, и сопротивления фаз, а результирующим параметром является суммарное значение и форма магнитного потока (Φ) в воздушном зазоре двигателя.

Изменение формы суммарного магнитного потока (Φ) в воздушном пространстве между статором и ротором электрических двигателей из цилиндрической в эллиптическую влияет непосредственно на коэффициент мощности электрических двигателей $\cos\varphi$, независимо от их типа (постоянного или переменного тока) и приводит к его уменьшению.

Уменьшение коэффициента мощности электрических двигателей $\cos\varphi$ вызывает ряд негативных последствий, начиная от уменьшения полезной мощности на валу электрического двигателя (P_2), механического момента на валу электрического двигателя (M), коэффициента полезного действия (η), до увеличения реактивной мощности в питающей электрической сети (Q).

Исходя из величины износа чугунных подшипниковых щитков, посадочных мест подшипников роторов электрических двигателей равным (0,15) и эпюра распределения неровностей износа и распределения усилий приводит к изменению магнитного потока (Φ) на угол $\varphi' = 6^\circ 54'$, что соответствует снижению коэффициента мощности на 0,066, что соответствует изменению коэффициента мощности с $\cos\varphi = 0,87$, чему соответствуют угол $\varphi = 29^\circ 32'$ до значения

$$\varphi_1 = \varphi + \varphi' = 29^\circ 32' + 6^\circ 54' = 36^\circ 26'.$$

Коэффициент мощности при этом $\cos\varphi_1 = \cos 36^\circ 26' = 0,804$.

Таким образом, износ на 0,15мм посадочных мест чугунных подшипников щитков роторов электрических двигателей приводит к снижению коэффициента мощности на 0,066, а это приводит к увеличению реактивной мощности соответствующего двигателя и нагрузки питающей электрической сети.

С увеличением износа подшипниковых щитков роторов электрических двигателей от (0,15 до 0,24)мм эллипсоидную форму суммарного магнитного потока становится более выраженной, что приводит к росту угла сдвига в пределах ($6^\circ 54' \leq \varphi \leq 11^\circ 36'$) между электрическими составляющими, а это в свою очередь приводит к снижению коэффициента мощности электрических двигателей и коэффициента полезного действия.

Изменении воздушного зазора у асинхронных электрических двигателей в результате износа подшипниковых щитков приводит к изменению плотности распределения магнитного потока (Φ), форма которого из цилиндрической становится

эллипсоидальной, что вызывает уменьшения коэффициента мощности $\cos\varphi$, коэффициента полезного действия (η) и полезной мощности на валу двигателя (P_2).

Выводы. В результате выполнения работы можно констатировать, что было произведен анализ и оценка состояния составных частей электрооборудования, электродвигателей и электрических приводов сельскохозяйственных машин и оборудования, подлежащих восстановлению. Было установлено, что наиболее изношенными частями электродвигателей являются подшипниковые щиты, износ, которых является функцией от типа материала из которых изготовлены подшипниковые щиты, режима работы электрического двигателя, типа нагрузки на валу и продолжительности работы.

Если подшипниковые щиты изготовлены из чугуна, то износ находится в пределах (0,10-0,15)мм, а если они изготовлены из алюминиевых сплавов, то износ находится в пределах (0,1-0,23)мм.

Исходя из проведенных измерений различных типов подшипниковых щитков (чугунные и из алюминиевых сплавов) для электрических двигателей серии 4АС были определены предельные размеры износа в зависимости от материала изготовления подшипниковых щитков, которые могут быть восстановлены электрофизическими методами.

Список литературы

1. Википедия. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Электрический_привод (дата обращения: 17.08.2019)
2. ГОСТ ИЕС 60034-1-2014. Машины электрические вращающиеся. Ч. 1. Номинальные значения параметров и эксплуатационные характеристики. Москва: Стандартинформ. 2015. 57 с. (Межгосударственный стандарт). URL: <https://files.stroyinf.ru/Data/600/60014.pdf> (дата обращения: 05.09.2019)
3. Правила устройств электроустановок. Москва: Изд.7. 2013. 486 с.
4. ГОСТ 13109-97. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. Москва: Международный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. 1997. 31 с. (Межгосударственный стандарт). URL: <https://files.stroyinf.ru/Data/37/3761.pdf> (дата обращения: 11.09.2019)
5. Информационные материалы ВНИИВИДа. Москва. 2013. 45 с.
6. Мандрыкин С.А. Ремонт электродвигателей. Второе издание, переработанное и дополненное. Москва: Энергоатомиздат. 1983. 88 с.
7. Тетянич И.К., Орлова Л.В. Патент H02K5/16. Средства для крепления подшипников, например изолирующая опора, средства для установки подшипника в щите (магнитные подшипники H02K 7/09). опубл. 27.09.1995.
8. Сердешнов А.П. Ремонт электрооборудования в 2-х частях. Минск. 2008. 296 с.
9. Копылов И.П. Проектирование электрических машин. изд.4. Москва: Юрайт. 2011. 653 с.
10. Материалы НИПТИЭМ. г.Владимир. 2015. 326 с.

References

1. Vekipedija. *ru.wikipedia.org*. Retrieved from https://ru.wikipedia.org/wiki/Elektricheskiy_privod [in Russian].
2. GOST IES 60034-1-2014. Mashiny jelektricheskie vrashhajushhiesja. Ch. 1. Nominal'nye znachenija parametrov i jekspluatacionnye harakteristiki. Moskva: Standartinform. 2015. 57 s. (Mezhgosudarstvennyj standart). *files.stroyinf.ru*. Retrieved from <https://files.stroyinf.ru/Data/600/60014.pdf> [in Russian].
3. Pravila ustroystv elektroustanovok [Rules for electrical installations] (2013). Moscow: Izd.7. [in Russian].
4. GOST 13109-97. Normy kachestva jelektricheskoy jenerгии v sistemah jelektrosnabzhenija obshhego naznachenija. Moskva: Mezhdunarodnyj sovet po sgandartizazii, metrologii i sertifikacii. 1997. 31 s. (Mezhgosudarstvennyj standart). *files.stroyinf.ru*. Retrieved from <https://files.stroyinf.ru/Data/37/3761.pdf> [in Russian].
5. *Informatsionnyie materialyi VNIIVID [Information materials]* (2013). Moscow [in Russian].
6. Mandryikin, S.A. (1983). *Remont elektrodvigatelay [Repair of electric motors. Second edition, revised and supplemented]*. (2d ed.). Moscow: Energoatomizdat [in Russian].

7. Tetyanich, I.K., Orlova, L.V. Patent H02K5/16 (1995). Sredstva dlya krepleniya podshipnikov, naprimer izoliruyuschaya opora, sredstva dlya ustanovki podshipnika v schite (magnitnyie podshipniki H02K 7/09) [Patent H02K5 / 16. Means for mounting bearings, for example an insulating support, means for mounting a bearing in a shield (magnetic bearings H02K 7/09)] [in Russian].
8. Serdeshnov, A.P. (2008). *Remont elektrooborudovaniya v 2-h chastyah* [Repair of electrical equipment in 2 parts.]. Minsk. [in Russian].
9. Kopylov, I.P. (2011). *Proektirovanie elektricheskikh mashin* [Design of electrical machines]. Moscow: Yurayt izd.4 [in Russian].
10. Materialyi NIPTIEM. (2015) [Materials NIPTIEM]. Vladimir [in Russian].

Tudor Erhan, Prof., DSc., **Nikolai Korneychuk**, PhD tech. sci., Prof.

State Agrarian University of Moldova, Chisinau, Moldova

Influence of Wear of Bearing Shields on ac Power Coefficient of Ac

The aim of the article is to ensure the reliability and durability of the bearing assemblies of electric motors used in electric drives. The solution to this problem is achieved through the timely elimination of defects in the seats under the rolling bearings in the motor shields.

The article presents the results of determining the dimensions, tolerances and roughness of the castle and landing surfaces of the bearing shields of electric motors to be restored by electrophysical methods. Plots of wear forms of bearing shields, bearing seats of bearings of rotors of electric motors are revealed and it is established that they depend on the operating mode of the electric motor. It was established that with increasing wear of the bearing shields of the rotors of electric motors from 0.15 to 0.24 mm, the ellipsoidal shape of the total magnetic flux becomes more pronounced. This leads to an increase in the angle of shift between the electrical components, which reduces the power factor of electric motors and efficiency. It has been established that the change in the air gap of asynchronous electric motors as a result of wear of the bearing shields leads to the same consequences.

As a result of studies, it was found that the most worn-out elements of electric motors are bearing shields, the wear of which depends on the material from which the bearing shields are made, the operating mode of the electric motor, the type of load on the shaft and the duration of operation. Based on the measurements of various types of bearing shields for electric motors of the 4AC series, the maximum wear sizes were determined, which can be restored by electrophysical methods. It has been established that the maximum wear of cast-iron bearing shields is 0.10-0.15 mm, and that of aluminum - 0.1-0.23 mm.

electrophysical recovery methods, wear of parts, electric motors, electric drives, electrical equipment, bearing shields, Power factor Cosφ

Одержано (Received) 29.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 09.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.632.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.116-125>

Б.І. Котов, проф., д-р техн. наук

Подільський державний аграрно-технічний університет (ПДАТУ), м. Кам'янець-Подільський, Україна

С.П. Степаненко, канд.техн.наук, ст. наук. співр.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», м.Київ, Україна

e-mail:stepanenko_s@ukr.net

Дослідження руху часток зернового матеріалу у вертикальному каналі пневмогравітаційного класифікатора

© Б.І. Котов, С.П. Степаненко, 2019

В статті розглядається підвищенні ефективності фракціонування зернових сумішей у пневматичних протоках кругового поперечного перерізу, шляхом визначення раціональної форми та параметрів подачі матеріалу, а також форми пневматичного каналу та варіантів розвантаження фракцій.

Отримано закономірності зміни швидкості руху та траєкторії матеріалу в пневматичних каналах круглого перетину з нижнім вивантаженням. Закономірності руху частинок у вигляді матеріальної точки вздовж поверхні живильної фази визначили з урахуванням сил опору повітря, сил тертя, вологості та щільності матеріалу на основі теоретичного вивчення процесу фракціонування суміші зерна в пневматичних каналах кругового поперечного перерізу.

Використовуючи запропоновані формули для проектування сепараторів повітря, можна визначити початкову швидкість і напрямок входження частинок у повітряний потік, що є початковими умовами для визначення траєкторії матеріалу в повітряних каналах круглого перетину з нижнім вивантаженням.

потік повітря, змінна швидкість повітря, траєкторія, стійкість сил, фракції, процес фракціонування, суміш зерна, повітряний сепаратор, пневматичний круговий потік

Б.И. Котов, проф., д-р техн. наук

Подольский государственный аграрно-технический университет (ПГАТУ), г. Каменец-Подольский, Украина

С.П. Степаненко, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.

Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства», г. Киев, Украина

Исследование движения частиц зернового материала в вертикальных каналах пневмогравитационного классификатора

В статье рассматривается повышение эффективности фракционирования зерновых смесей в пневматических протоках кругового поперечного сечения, путем определения рациональной формы и параметров подачи материала, а также формы пневматического канала и вариантов разгрузки фракций.

Получены закономерности изменения скорости движения и траектории материала в пневматических каналах круглого сечения с нижнейвыгрузкой. Закономерности движения частиц в виде материальной точки вдоль поверхности питательной фазы определили с учетом сил сопротивления воздуха, сил трения, влажности и плотности материала на основе теоретического изучения процесса фракционирования смеси зерна в пневматических каналах кругового поперечного сечения.

Используя предложенные формулы для проектирования сепараторов воздуха, можно определить начальную скорость и направление входения частиц в воздушный поток, которые являются исходными условиями для определения траектории материала в воздушных каналах круглого сечения с нижней выгрузкой.

поток воздуха, переменная скорость воздуха, траектория, устойчивость сил, фракции, процесс фракционирования, смесь зерна, воздушный сепаратор, пневматический круговой поток

Постановка проблеми. Відповідно до концепції фракційної технології післязбиральної обробки зерна, першу стадію поділу зернового матеріалу на фракції (фуражне, продовольче зерно, насіння) доцільно здійснювати в повітряних сепараторах. Існуючі (малочислені) схеми пневмогравітаційних сепараторів з нижньою зоною поділу, не забезпечують відповідної якості розділення зерна за аеродинамічними властивостями тому, що при розрахунках їх параметрів не враховуються всі елементи силової взаємодії зерна з повітряним потоком.

Тому продовження досліджень переміщення твердих частинок у пневмоканалах з метою вдосконалення конструкцій пневмосепаруючих систем є доволі актуальною задачею.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Показує, що проблема визначення закономірностей переміщення частинок зернового матеріалу в повітряних потоках пневмосепаруючих систем не є повністю вивченою. В окремих наукових працях аналізується окремий випадок впливу різних факторів (орієнтації частинки, її обертання, дії бокової сили, сил електризації та інших видів взаємодії частинки з повітряним потоком). У (ранніх) попередніх фундаментальних роботах [1-3] розглянуто теоретичні питання ідеалізованого процесу руху сферичної частинки в рівномірному

повітряному потоці. Вплив нерівномірності розподілу повітряного потоку в поперечному перетині каналу визначено в робот [4], а також в роботах [5,6, 13, 15] але не розкрито для поперечних сил Жуковського і Магнуса. В роботі [7, 11-14] на основі аналізу силової взаємодії при обтіканні частинки повітряним потоком виявлено визначено суттєву дію бокових сил, і подано методику їх розрахунку. Вплив обертання частинки на переміщення в нерухомому і рухомому повітрі проаналізовано в роботах [8-10, 14-20]. Аналізуючи проведені дослідження зроблено висновок, що для неврахованих бокових сил, на процес пневматичного фракціонування призводить до суттєвого відхилення траєкторій руху частинки і тим самим негативно впливає на процес поділу. Оскільки при дослідженнях процесів поділу компонентів в пневмографітаційних сепараторах для вказаних сил досі не враховувалась, постає питання визначення впливу поперечних сил і нерівномірності епюри швидкості повітря на процес зміни траєкторій і ефективності поділу компонентів зернового матеріалу.

Постановка завдання. Встановлення закономірностей руху частинок в повітряному потоці при нерівномірному розподілі швидкості потоку і дії виникаючих при цьому додаткових сил.

Виклад основного матеріалу. Розглядається переміщення частинки у формі кулі у вертикальному повітряному каналі при низхідному русі частинки в протитечійному режимі. При постановці завдання прийнято такі вихідні припущення(положення):

- 1) Аеродинамічний режим в каналі встановлений турбулентний. Швидкість повітряного потоку у поперечному перетині розподілена за логарифмічним законом;
- 2) Опір частинки визначається квадратичною залежністю відносної швидкості;
- 3) Частинка не взаємодіє з іншими частинками і стінками каналу;
- 4) Введення частки в канал за схемою(рис.1);
- 5) Частинка обертається з постійною швидкістю.

В якості методичних посилань при визначенні діючих систем складанні рівнянь руху частинки використані роботи [1,4,7,9,11, 12, 15-20].

Схема руху частинки і діючих на неї сил наведена на рис. 1.

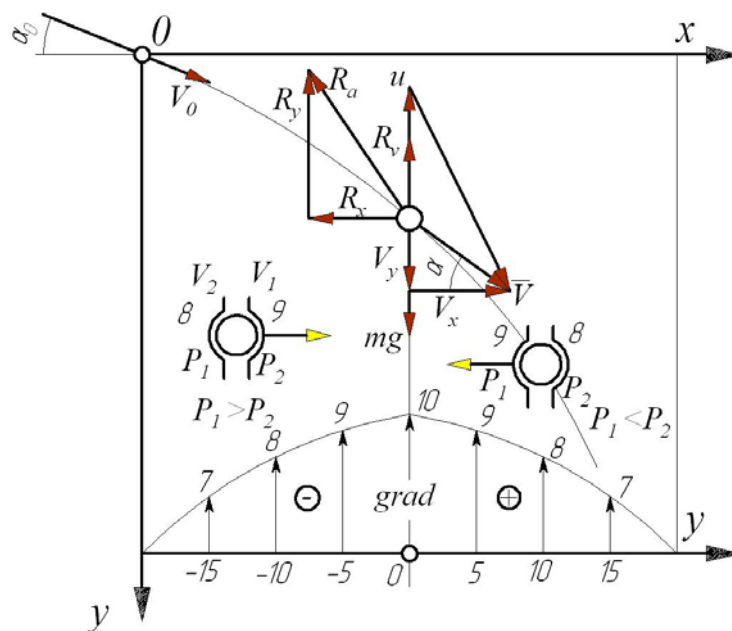


Рисунок 1 – Схема руху частинки і діючих на неї сил в пневмосепаруючому каналі

Джерело: розроблено авторами з використанням [1-9, 14-16]

На частинку, що переміщується в трубопроводі при висхідному русі повітря діють сили аеродинамічного опору, сили тяжіння (підйомна сила Архімеда враховується так як $\rho_{\text{л}} \gg \rho_{\text{п}}$), а також бокові сили спрямовані перпендикулярно до напрямку руху потоку повітря, які виникають при наявності градієнта швидкості потоку повітря, завдяки нерівномірності епюри розподілення швидкості повітря в поперечному перетині каналу і обертання частинки, яка омивається потоком з нерівномірним розподілом швидкості.

Для уточнення механізму взаємодії частинки з повітряним потоком при її переміщенні в повітряному каналі скористаємося моделлю силової взаємодії [7, 17-19] сферичної частини в площині, що проходить через вісь повітряного каналу.

Рівняння руху частинки при дії вищевказаних сил у векторній формі набувають вигляду:

$$m \frac{d\vec{v}}{dt} = P_a + P_r + P_{\text{ж}} + P_{\text{м}} + P_o, \quad \bar{I} \frac{d\omega}{dt} = M; \quad \frac{dr}{dt} = \bar{V} \frac{d\alpha}{dt} = \omega,$$

де $m = \frac{\pi d^3}{6} \rho_{\text{ч}}$ – маса частинки;

$\bar{P} = C(\text{Re}) \rho_{\text{п}} \frac{V_{\text{в}}^2}{2} \cdot S_{\text{м}}$ – сила аеродинамічного опору;

$V_{\text{в}} = (V \pm V_{\text{п}})$ – відносна швидкість переміщення частинки (швидкість обтікання);

$S_{\text{м}} = \frac{\pi d^2}{4}$ – площа Міделевого перетину;

$d = 2r$ – діаметр кульової частинки;

$\rho_{\text{п}}, \rho_{\text{ч}}$ – густина повітря і матеріалу частинки;

$C(\text{Re})$ – коефіцієнт аеродинамічного опору;

I – момент інерції частинки;

ω – швидкість обертання частинки;

r – радіус частинки еквівалентність циліндру;

α – кут обертання;

$P_{\text{ж}}$ – відхиляюча сила Жуковського;

$P_{\text{м}}$ – відхиляюча сила Магнуса;

P_o – сила опору при боковому переміщенні частинки.

Математичне формулювання дії «відхиляючих частинок» сил, відповідно до ефекту Магнуса і теореми Н. Е. Жуковського використовують в літературі за різними формулами [7-11], але для подальшого аналізу найбільш прийнятий запис у формі визначеній в [7, 13]. Виходячи з теореми М. Жуковського величина «змішучої сили» (підйомна) для плоско-паралельного потоку пропорційна відносній швидкості потоку, «омиває» частинку і величині циркуляції.

$$P_{1,2} = \rho \cdot V_{\text{ен}} \cdot \Gamma,$$

де Γ – циркуляція, швидкості по контуру, обтікаючу частинку разом з пограничним шаром.

Оскільки формула Жуковського може бути застосована тільки до нескінченного циліндра радіусом $r_{\text{ц}}$, то всі подальші вирази стосуються циліндричної форми, а для переходу до форми кулі, отримані формули помножити на перпендикулярний розмір частинки, що дорівнює $\frac{3}{4}r_{\text{ц}}$.

Величина циркуляції по коловому контуру [7] визначається формулою:

$$\Gamma_1 = grad(v_E)_y \pi r_{\text{ц}}^2.$$

Швидкість повітряного потоку в пневмоканалі розподілена по перетину каналу і для турбулентного режиму ($Re > 2,3 \cdot 10^3 \dots 10^5$) може бути визначена за формулою [11, 13] А.Альтшуля:

$$\frac{g(x)}{g_{\max}} = 1 - 2 \frac{\lg\left(\frac{R}{x}\right)}{\frac{0.975}{\sqrt{\lambda}} + 1.35} = 1 - k(\lambda) \ln \frac{R}{x},$$

$$\text{де } k(\lambda) = \frac{2}{2.3} \left(\frac{0.975}{\sqrt{\lambda}} + 1.35 \right)^{-1}; \quad \lambda = 0.0032 + \frac{0.221}{Re^{0.237}}.$$

Тоді відповідно швидкість визначиться рівнянням:

$$S(x) = v_{\text{вн}} = \left[v_{\max} \left(1 - k\lambda \ln \frac{R}{x} \right) i - \bar{v}_n \right],$$

де i – одиничний вектор швидкості повітряного потоку (відносно вісі XOY)
 x – відстань від вісі каналу.

Значення $grad_x v_{\text{вн}}$ визначаються похідною від функції по x

$$grad v_{\text{вн},y} = \frac{dv_{\text{вн},y}}{dx} = v_{\max} k \frac{1}{x}.$$

Тоді циркуляція по коловому контуру визначиться виразом

$$\Gamma = v_{\max} k_1 \frac{1}{x} \pi r_{\text{ц}}^2,$$

а величина сили Жуковського відповідно до [3] матиме вигляд:

$$P_{\text{ж}} = \rho \left[v_{\max} \left(1 - k \ln \frac{R}{x} \right) i - v_{\Gamma} \right] v_{\max} \frac{k}{x} \pi r_{\text{ц}}^2.$$

Обертання частинки зернового матеріалу в (вертикальному) пневмоканалі може виникати в таких випадках:

при перпендикулярному «закручуванні» зернинки під час входу в канал;

при ударі кулеподібної частинки о жорстку перешкоду (стінка каналу) за рахунок зміщення центра мас частинки [7];

при наявності градієнта швидкості, при нерівномірному обтіканні частинки.

На рухомому з обертанням частинки діє сила, яка відхиляє частинку в бік нормально до вектора швидкості набігаючого потоку і спрямована в той бік частинки, напрямком якої обертання якої співпадає з напрямком потоку повітря (ефект Магнуса). Для визначення її значення будемо вважати відповідно до [7, 13, 15], що в точці, де знаходиться частинка (в даний момент часу), вона омивається повітряним потоком, що має швидкість:

$$v_{\text{вн}} = v_{\max} \left[1 - k \ln \frac{R}{x} \right] i - v_{\Pi},$$

однакову у всіх точках контура.

Величина циркуляції в цьому випадку визначається за формулою [7, 13]

$$\Gamma = 2\pi r_{\text{ц}} v_{\text{вн}} = 2\pi r_{\text{ц}}^2 \omega,$$

де ω – швидкість обертання частинки (еквівалентного циліндра радіусом $r_{\text{ц}}$).

Підставляючи значення циркуляції Γ в формулу отримаємо величину бокової (відхиляючої) сили Магнуса

$$P_M = 2\pi r_{\text{ц}}^2 \omega \rho \left[v_{\text{max}} \left(1 - k \ln \frac{R}{x} \right) i - v_{\Gamma} \right].$$

Враховуючи, що в двофазному протитечієвому потоці певної концентрації зменшується площа вільного перетину для руху повітря і відповідно збільшується швидкість обтікання частинки. Швидкість руху повітря у між зерновому просторі можна враховувати через порозність двофазного шару – ε за очевидною формулою [6]:

$$v_{\Pi} = v_f / \varepsilon,$$

де v_f – швидкість повітря у каналі без матеріалу.

Тоді максимальну швидкість визначатимемо наступним чином :

$$v_{\text{max}1} = v_{\text{max}} / \varepsilon.$$

Записуючи рівняння(1) в проекціях на осі системи ОХУ з урахуванням [10] отримаємо диференціальні рівняння руху частинки у вертикальному каналі.

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x(t)}{dt^2} &= -k_{\Pi} \frac{dx(t)}{dt} \sqrt{\left(\frac{dx(t)}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy(t)}{dt} + g(x) \right)^2} + \\ &+ (P_{Ж(x)} + P_{M(x)}) m^{-1} \frac{dx(t)}{\sqrt{\left(\frac{dx(t)}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy(t)}{dt} + g(x) \right)^2}} \\ \frac{d^2 y(t)}{dt^2} &= g - k_{\Pi} \left(\frac{dy(t)}{dt} + g(x) \right) \sqrt{\left(\frac{dx(t)}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy(t)}{dt} + g(x) \right)^2} + \\ &+ (P_{Ж(x)} + P_{M(x)}) m^{-1} \frac{dx(t)}{\sqrt{\left(\frac{dx(t)}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy(t)}{dt} + g(x) \right)^2}} \end{aligned}$$

де проекції сил:

$$P_{Ж(x)} = \frac{4}{3} 2\pi r_{\text{ц}}^3 \rho \frac{dx}{dt} g_{\text{max}}^* \frac{k}{x(t) + r_{\text{ц}}},$$

$$P_{M(x)} = \frac{8}{3} \pi r_{\text{ц}}^3 \rho \omega \frac{dx}{dt},$$

$$P_{Ж(y)} = \frac{4}{3} 2\pi r_{\text{ц}}^3 \rho \left[g_{\text{max}}^* \left(1 - k \cdot \ln \frac{R}{x(t) + r_{\text{ц}}} \right) + \frac{dy}{dt} \right] g_{\text{max}}^* \frac{k}{x(t) + r_{\text{ц}}},$$

$$P_{M(y)} = \frac{8}{3} \pi r_{\text{ц}}^3 \rho \omega \left[\frac{dy}{dt} + g_{\text{max}}^* \left(1 - k \cdot \ln \frac{R}{x(t) + r_{\text{ц}}} \right) \right],$$

$$g = g_{\text{max}}^* \left(1 - k \cdot \ln \frac{R}{x(t) + r_{\text{ц}}} \right),$$

де $r_{\text{ц}}$ – радіус еквівалентного циліндра;

R – відстань від вісі до стінки каналу;

$k = \frac{g}{g_{\text{віт}}^2}$ – коефіцієнт вітрильності;

$g_{\text{віт}}$ – швидкість витання.

Початкові умови:

$$x_{t=0} = -(x - r_{\text{ц}}); x(0) = 0; y(0) = 0; x(0) = g_o \cos \theta_0; y(0) = g_o \sin \theta_0;$$

g_o, θ_0 – початкова швидкість і кут подачі матеріалу в канал;

Граничні умови:

$$-(x - r_{\text{ц}}) \leq x \leq (x - r_{\text{ц}}).$$

Обертання частинки відбувається із змінною в часі кутовою швидкістю $\omega(t)$. Її значення визначається з диференційного рівняння обертання кулі у в'язкому середовищі [9].

$$\frac{d\omega}{dt} = -15 \frac{\mu\omega}{\rho r_{\text{ц}}^2},$$

де $r_{\text{ц}}$ – радіус частинки;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості повітря.

Система нелінійних диференціальних рівнянь з граничними і початковими умовами вирішувалась чисельним методом в програмному середовищі MathCad.

Розв'язок системи рівнянь отримано у вигляді траєкторій руху часток, різного розміру (маси) та для різних значень швидкості обертання, які наведено на рис. 2-3.

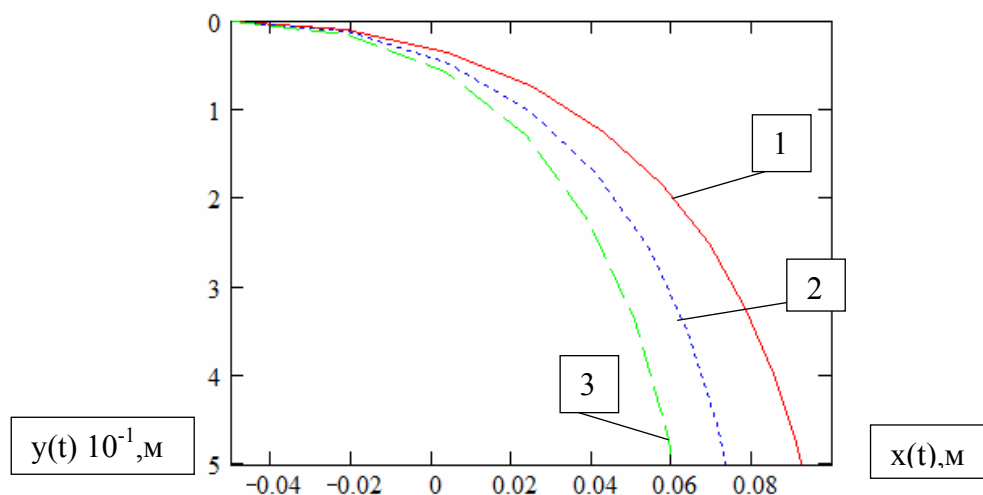


Рисунок 2 – Траєкторій руху часток в пневмосепаруючому каналі при різних значеннях швидкості обертання: 1 - $\omega = 100$; 2 - $\omega = 150$; 3 - $\omega = 200$;

Джерело: розроблено авторами

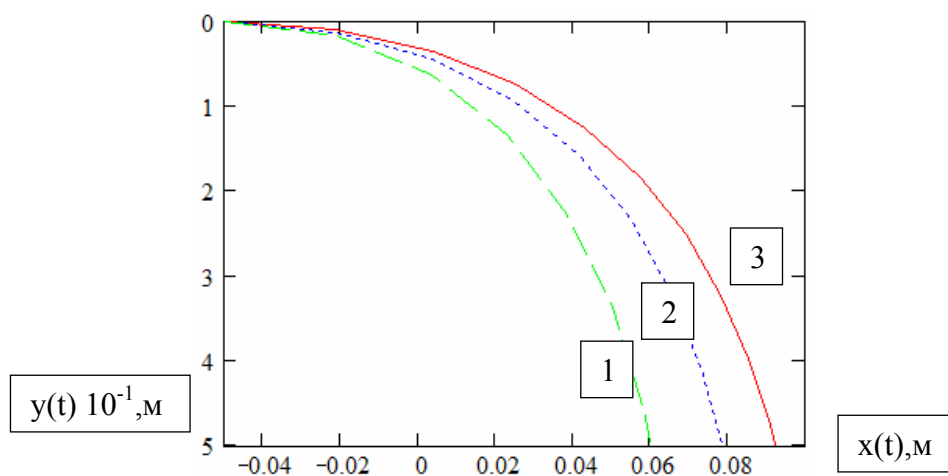


Рисунок 3 – Траєкторій руху часток в пневмосепаруючому каналі при різних значеннях коефіцієнта вітрильності: 1 - $k_{\Pi} = 0,174$; 2 - $k_{\Pi} = 0,153$; 3 - $k_{\Pi} = 0,121$

Джерело: розроблено авторами

Встановлено, що для кожного поточного моменту часу $t = t_1$ з координатами переміщення частинки $y_i(t_i)$ та $x_i(t_i)$ у відповідних напрямках можливо побудувати траєкторії переміщення в системі координат ХОУ.

Висновки. 1. На основі теоретичних досліджень з урахуванням відхиляючих сил Жуковського та Магнуса визначена можливість поділу частинок зернового матеріалу на фракції за аеродинамічними властивостями у вертикальних каналах із нижнім вивантаженням.

2. Використання повітряного потоку, як розділяючого носія, дозволяє значно збільшити величину розщеплення траєкторій і критерій поділу зерна на фракції.

3. Створені спрощені математичні моделі руху компонентів зернового матеріалу в повітряних сепараторах із вертикальними каналами, які дозволяють визначити раціональні режими роботи нових технічних засобів.

Список літератури

1. Гортинский В. В., Демский А. Б., Борискин М. А. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. Москва: Колос, 1980. 304 с.
2. Малис А. Я., Демидов А. Р. Машины для очистки зерна воздушным потоком. Москва: Машгиз, 1962.
3. Нелюбов А. И. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин / А. И. Нелюбов, Е. Ф. Ветров. Москва: Машиностроение, 1967. 190 с.
4. Матвеев А. С. Движение частицы зерновых материалов в пневмосепарирующем канале. *Доклады ВАСХНИЛ*. 1972. №5. С. 41-44.
5. Степаненко С. П., Котов Б. І. Дослідження закономірностей руху компонентів зернового матеріалу під час пневмогравітаційного фракціонування у вертикальному каналі. *Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодерж. зб.* 2018. Вип. №7 (106). С. 82-89.
6. Степаненко С. П., Котов Б. І., Спірін А. В. До питання математичного опису руху вимолоченого насіння в кільцевому каналі змінного перерізу. *Механізація сільськогосподарського виробництва: вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. 2017. Вип. 180. С. 330-339.
7. Зуев Ф. Г. Пневматическое транспортирование на зерноперерабатывающих предприятиях. Москва: Колос, 1976. 344 с.
8. Богомолов А. В. Учет вращения частицы зерновой смеси при движении ее в воздушном потоке. 2002. Вип. 9. С. 5-13.
9. Олышанський В. П., Олышанський С. В. О траектории полета вращающейся сферической частицы. *Вісник ХНТУСГ*. 2009. Вип. 88. С. 54-61.
10. Онищенко Б. П. Теоретичні дослідження процесу осідання краплі. *Сільськогосподарські машини*. 2009. Вип. 18. С. 330-340.
11. Барский М. Д. Фракционирование порошков. Москва. Недра, 1980. 327 с.
12. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. / Г. Шлихтинг пер. с немецкого. Москва: «Наука», 1974. 711 с.
13. Степаненко С. П., Котов Б. І., Спірін А. В. До питання математичного опису руху вимолоченого насіння в кільцевому каналі змінного перерізу. *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. 2017. Вип. 180. С. 330-339.
14. Stepanenko S. P. Research pneumatic gravity separation grain materials. *Mechanization in Agriculture, conserving of the resources: International Scientific Journalsof Scientific Technical Union of Mechanical Engineering "Industry 4.0"*. Bulgarian, 2017. Vol. 63. Issue 2. S. 54-56.
15. Моделювання технологічних процесів в типових об'єктах післязбиральної обробки і зберігання зерна (сепарація, сушіння, активне вентилявання, охолодження): монографія / Б. І. Котов та ін. Ніжин: Видавець ПП Лисенко М. М., 2017. 552 с.
16. Stepanenko S. Experimental study in a pneumatic microbiocature separator with apparatus camera / S. Stepanenko, Rogovskii, I., Titova, L., Trokhaniak, V., Trokhaniak, O. In: *Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering*, 2019. Vol. 12 (61), No. 1. pp. 117-128.
17. Stepanenko S. P. Experimental studies on drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment / Stepanenko S. P., Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Solomka

- O.V., Popyk P.S., Shvidia V.O. *INMATEH - Agricultura IEngineering* . Jan-Mar 2019, Vol. 57 Issue 1, pp. 141-146.
18. Research in to the process of loading the surface of a vibrosieve when a loose mixture is fed unevenly /Piven, M., Volokh, V., Piven, A., Kharchenko, S. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol 6, № 1 (96). P.62-70. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.149739>
 19. The influence of basic parameters of separating conveyor operation on grain cleaning quality / O. Vasylovskiy, K. Vasylovskaya, S. Moroz, M. Sviren, L. Storozhyk. *INMATEH - Agricultural Engineering – Romania, Bucharest: INMA*. 2019. Vol. 57, No.1. 63-70.
 20. Analytical assessment of the pneumatic separation quality in the process of grain multilayer feeding/ O.V. Nesterenko, S.M. Leshchenko, O.M. Vasylovskiy, D.I. Petrenko. *INMATEH - Agricultural Engineering – Romania, Bucharest: INMA*. 2017. Vol. 53, No.3. 65-70.

Referencis

1. Gortinsky, V.V., Demsky, A. B. & Boriskin, M. A. (1980). *Processy separirovaniya na zernopererabatyvayushhih predpriyatiyah* [Separation processes at grain processing enterprises]. Moscow: Kolos [in Russian].
2. Malis, A.Ya. & Demidov, A.R. (1962). *Mashiny dlja ochistki zerna vozdushnym potokom* [Machines for cleaning grain by air flow] . Mjskow: Mashgiz [in Russian].
3. Nelyubov, A.I. & Vetrov, E.F. (1967). *Pnevmosteparirujushhie sistemy sel'skhozjajstvennyh mashin* [Pneumatic separation systems of agricultural machines] . Moscow: Mechanical Engineering [in Russian].
4. Matvov, A.S. (1972). Dvizhenie chasticy zernovyh materialov v pnevmosteparirujushhem kanale [The movement of a particle of grain materials in a pneumatic separation channel]. *Reports of VASKHNIL*, No. 5, 41-44 [in Russian].
5. Stepanenko, S.P. & Kotov, B.I. (2018). Doslidzhennia zakonmironostej rukhu komponentiv zernovoho materialu pid chas pnevmohravitatsijnoho fraktsionuvannia u vertykal'nomu kanali [Subsequent laws of the components of the grain material at the hour of pneumatic gravity fraction at the vertical channel] . *Mekhanizatsiya and elektrifikatsiyasil'skogo statehood: zahal'no derzh. zb.*, Vol. No. 7 (106), 82-89 [in Ukrainian].
6. Stepanenko, S.P., Kotov, B.I. & Spirin, A.V. (2017). Do pytannia matematychnoho opysu rukhu vymolochenoho nasinnia v kil'tsevomu kanali zminnoho pererizu [Before feeding the mathematical, I will describe the rukh of the milled nasinnia in the kiltsevky channel of the winter season] . *Mechanization of the State of the Law of Ukraine: News of the KhNTUSG. P. Vasilenka* , Vol. 180, 330-339 [in Ukrainian].
7. Zuev, F.G. (1976). *Pnevmaticheskoe transportirovanie na zernopererabatyvayushhih predpriyatiyah* [Pneumatic transportation at grain processing enterprises]. Moscow: Kolos [in Russian].
8. Bogomolov, A.V. (2002). Uchet vrashheniya chasticy zernovoj smesi pri dvizhenii ee v vozdushnom potoke [Accounting for the rotation of a particle of a grain mixture when it moves in the air stream] . *News of KhDTUSG*, Vol. 9, 5-13 [in Russian].
9. Ol'shans'kij V. P., Ol'shans'kij S.V. (2009). *O traektorii poleta vrashhajushhejsja sferichiskoj chasticy* [On the flight path of a rotating spherical particle]. *News of KhNTUSG*, Vol. 88, 54-61 [in Russian].
10. Onishchenko, B.P. (2009). Teoretychni doslidzhennia protsesu osidannia krapli T[heoretical progress to the process of creation]. *Sil'skogospodarski machine*, Vol.18, 330-340 [in Ukrainian].
11. Barsky, M.D. (1980). *Frakcionirovanie poroshkov* [Fractionation of powders]. Moscow: Nedra [in Russian].
12. Schlichting G. (Trans.) (1974). *Teorija pogranichnogo sloja* [Theory of the boundary layer]. Mjskow: "Science" [in Russian].
13. Stepanenko, S.P., Kotov, B.I. & Spirin, A.V. (2017). Do pytannia matematychnoho opysu rukhu vymolochenoho nasinnia v kil'tsevomu kanali zminnoho pererizu [Before feeding the math, I will describe a lot of ground grinding in the Kiltse channel of the winter break]. *Visnyk KhNTUSH*, Vol. 180, 330–339 [in Ukrainian].
14. Stepanenko, S.P. (2017). Research pneumatic gravity separation grain materials. *Mechanization in Agriculture, conserving of the resources: International Scientific Journals of Scientific Technical Union of Mechanical Engineering "Industry 4.0"* , Vol. 63, Issue 2, 54–56 [in English].
15. Kotov, B. I., Kalinichenko, R.A., Stepanenko, S.P., Shvidya, V.O. & Lisetsky, V.O. (2017). *Modeliuvannia tekhnologichnykh protsesiv v typovykh ob'iektakh pisliazybyral'noi obrobky i zberihannia zerna (separatsiia, sushinnia, aktyvne ventyliuvannia, okholodzhennia)* [Modeling of technological

- processes in typical samples of selective sampling and grain harvesting (separation, drying, actively venting, cooling)]. Nizhin: Vidavets PP Lisenko M.M. [in Ukrainian].
16. Stepanenko, S., Rogovskii, I., Titova, L., Trokhaniak, V. & Trokhaniak, O. (2019). Experimental study in a pneumatic microbiocature separator with apparatus camera. In: *Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering*, vol. 12 (61), No. 1, pp. 117-128 [in English].
 17. Stepanenko, S.P. et al. (2019). Experimental studies on drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment. *INMATEH - Agricultural Engineering*. Jan-Mar 2019, Vol. 57 Issue 1, p141-146. 6p. [in English].
 18. Piven, M., Volokh, V., Piven, A. & Kharchenko, S. (2018). Research in to the process of loading the surface of a vibro sieve when a loose mixture is fed unevenly. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. - VOL 6, № 1 (96). P.62-70. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.149739> [in English].
 19. Vasylovskiy, O., Vasylovskaya, K., Moroz, S., Sviren, M., Storozhyk, L. (2019). The influence of basic parameters of separating conveyor operation on grain cleaning quality. *INMATEH - Agricultural Engineering – Romania, Bucharest: INMA. Vol. 57, No.1*, 63-70. [in English].
 20. Nesterenko, O.V., Leshchenko, S.M., Vasylovskiy, O.M. & Petrenko, D.I. (2017). Analytical assessment of the pneumatics eparation quality in the process of grainmulti layer feeding. *INMATEH - Agricultural Engineering – Romania, Bucharest: INMA. Vol. 53, No.3*, 65-70. [in English].

Borys Kotov, Prof. DSci.

Podolsk State Agrarian and Technical University (PDATU), Kamyanets-Podilsky, Ukraine

Sergiy Stepanenko, PhD tech. sci., Senior Researcher

National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture", Kyiv, Ukraine

Investigation of the Movement of Particles of Grain Material in the Vertical Channels of the Pneumogravitational Classifier

The separation of grain mixtures into fractions by aerodynamic characteristics allows to increase the level of purity of the basic material - grains, seeds, etc., that is, to obtain a product with a given level of quality. The article discusses increasing the efficiency of fractionation of grain mixtures in pneumatic ducts of circular cross section by determining the rational shape and parameters of the material supply, as well as the shape of the pneumatic channel and options for unloading fractions.

Based on the use of aerodynamic provisions, an original mathematical model of the process of moving the particles introduced at an angle to the vertical pneumatic channel was created. The proposed model takes into account the logarithmic irregularity of the air velocity field plot. A number of assumptions have been made: air turbulent mode, the resistance of the particle is proportional to the square of its relative velocity, the particles do not interact with other particles and the walls of the channel, while rotating at a constant speed. Regularities of the change in the speed of movement and the trajectory of the material in pneumatic channels of circular cross section with lower discharge are obtained. The patterns of particle motion in the form of a material point along the surface of the nutrient phase were determined taking into account the air resistance forces, friction forces, humidity and density of the material based on a theoretical study of the fractionation of a grain mixture in pneumatic channels of circular cross section.

On the basis of theoretical studies, taking into account the deflection forces of Zhukovsky and Magnus, the possibility of separating particles of grain material into fractions by aerodynamic properties in vertical channels with lower discharge was determined. The use of airflow as a separating carrier can significantly increase the magnitude of the delineation of trajectories and the criterion of separation of grain into fractions. Simplified mathematical models of motion of components of grain material in air separators with vertical channels allow to determine the rational modes of operation of new technical means.

air flow, variable air speed, trajectory, stability of forces, fractions, fractionation process, grain mixture, air separator, pneumatic circular flow

Одержано (Received) 28.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 03.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК631.86:636.002

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.126-131>**О.М. Леженкін**, порф., д-р техн. наук*Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного, м. Мелітополь, Україна**e-mail: lan2810@ukr.net*

Стратегічний напрямок отримання органічних добрив

Найважливішою умовою збереження біосфери, нормального рослинного покриву і продуктивності сільського господарства є постійна турбота про охорону ґрунту, його структуру і властивості, здійснення системи заходів з підвищення родючості. Інтенсифікація сільськогосподарського виробництва призвела до негативної зміни параметрів родючості ґрунтів України. Отже, відновлення родючості ґрунтів через застосування енергозберігаючих технологій на основі використання органічних добрив та різних природних матеріалів – це завдання державного рівня [1, 2, 3]

Стратегія - встановлює довгостроковий напрямок діяльності любого підприємства, а в даному випадку, в отриманні органічних добрив

Вона повинна бути спрямована на гармонізацію економічного та соціального розвитку сільськогосподарського населення й головне збереження довкілля для наступних поколінь. І тут, значно зростає роль технології в отриманні органічних добрив, забезпечення екологічної безпеки, підвищенні врожайності сільськогосподарських культур.

екологічна безпека, біосфера, технологія, органічні добрива, стратегія

А.Н. Леженкін, проф., д-р техн. наук*Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного, г. Мелітополь, Украина*

Стратегічний напрямок отримання органічних добрив

Важнейшим условием сохранения биосферы, нормального расти-тельного покрова и производительности сельского хозяйства является по-стоянная забота за уходом и защитой почвы, ее структурой и свойствами, внедрение системы мер по повышению урожайности. Интенсификация сельскохозяйственного производства привела к неблагоприятным измене-ниям плодородия почвы Украины. Таким образом, восстановление плодородия почвы плодородия за счет использования энергосберегающих технологий, основанных на использовании органических удобрений и различных природных материалов, является задачей государственного уровня [1, 2, 3].

Стратегия, устанавливает долгосрочное направление деятельности любого предприятие, а в данном случае, при получении органических удобрений. Оно должно быть направлено на гармонизацию социально-экономического развития сельскохозяйственного населения и основное сохранение окружающей среды для будущих поколений. И здесь значительно возрастает роль технологии в получении органических удобрений, экологической безопасности, повышении урожайности.

экологическая безопасность, биосфера, технологии, органические удобрения, стратегия

Постановка проблеми. Сьогодні, на сучасному етапі розвитку сільськогосподарського виробництва першочерговими стають питання забезпечення екологічної безпеки, поліпшення родючості ґрунту, що виникають через його виснаження, а також через розвиток ерозійних процесів, засолення, заболочення, забруднення токсичними речовинами. Значну роль в покращенні якості ґрунту відіграє внесення органічних добрив. В органічних добривах містяться макро- і мікроелементи, корисні для рослин фізіологічно активні речовини, мікроорганізми, антибіотики тощо. Органічні добрива сприяють кращому перебігу біологічних процесів і поліпшують фізико-хімічні властивості ґрунту. Органічні добрива при правильному використанні їх є потужним резервом підвищення родючості ґрунту [4,5,6].

Органічні добрива – незмінна складова виробництва органічного продукту. Нестача органічних добрив, постійне зростання вартості мінеральних добрив змушують виробників шукати інших шляхів забезпечення рослин поживними речовинами. А органічні добрива були, є і будуть ще довгий час потужним резервом підвищення родючості ґрунту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Велика кількість авторів (Шевченко І.А., Медведєв В.В., Тараріко О.Г., Ревенко І.І.) звертають увагу на те, що компости – органічні добрива працюють на протязі п’яти... шести років і на всьому вегетаційному періоді [3,6,7,8].

У зв’язку із відсутністю мотивації в одержанні органічної продукції, відсутній і стратегічний напрямок в отриманні органічних добрив. Розглядаються окремі стратегічні напрямки, окремі технологічні процеси, але відсутня їх цілісність в технології отримання органічних добрив.

Головна частина. Нестача органіки пояснюється тим, що за 28 років поголів’я великої рогатої худоби скоротилося в більше як у 7 разів (табл. 1) [9].

Таблиця 1 – Поголів’я худоби та птиці у сільськогосподарських підприємствах усіх категорій

Поголів'я, тис.голів	Рік																		
	1991	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
ВРХ	24623	9424	9421	9108	7712	6903	6514	6175	5491	5079	4827	4494	4426	4646	4534	3884	3750	3682	3531
Свиней	19426	7652	8370	9204	7322	6466	7053	8055	7020	6526	7577	7960	7373	7577	7922	7351	7079	6669	6110
Овці та кози	8418	1875	1965	1984	1859	1755	1630	1617	1679	1727	1833	1732	1739	1738	1735	1371	1325	1315	1309
Коні	738	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Кролі	6308	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Птиця усіх видів, млн	-	123,7	136,8	147,4	142,4	152,8	162,0	166,5	169,3	177,6	191,4	203,8	200,8	214,3	230,3	213,3	204,0	201,7	204,8

Джерело: розроблено автором на підставі [9]

При цьому слід звернути увагу, що в приватному секторі кількість ВРХ складає 2364 тис. голів. Тобто значна більшість. В сільськогосподарських підприємствах в порівнянні із приватним сектором зросло поголів’я свиней, хоча починаючи з 2000 року поголів’я утримується на одному рівні з незначним коливанням. Особливе зростання поголів’я спостерігаємо у птахівництві. Виникли і проблеми птахівництва – виникли значні накопичення посліду і необхідність всім цим управляти. Вівці, кози – майже 95 % це приватний сектор

Через нестачу органіки (а кількість гною на 1 га складає 0,5...0,8 т) почалась дегуміфікація ґрунтів та погіршення їх агрономічних властивостей. За даними ННЦ

«Інститут ґрунтознавства та агрохімії імені О.Н. Соколовського», частка площ, оброблених органічними добривами, сьогодні становить 1,1 %. Тому за останні 20 років вміст гумусу в ґрунтах в середньому по Україні зменшився на 0,22 % в абсолютних величинах. Вносити більше гною господарства не мають можливості навіть при великому бажанні — для цього потрібна широкомасштабна програма з відновлення тваринництва [7].

Реальний потенціал одержання високоякісних органічних добрив в Україні при щорічному виході гною та посліду до 100 млн. тон може скласти 50...60 млн.т. Терміни ферментації, в порівнянні з традиційними технологіями, скорочуються до 50...60 діб.

З таблиці 1 бачимо, що великі сільськогосподарські підприємства – свинарські та птахівничі, вони ж є і основними забруднювачами навколишнього середовища так як є підприємства зі значними обсягами поголів'я та виходу гною і посліду (табл.2).

Таблиця 2 – Середньостатистичний розрахунковий вихід гною та посліду з господарств усіх категорій України та потреба у волого поглинальному матеріалі

Рік	ВРХ поголів'я, тис.гол	ВРХ вихід гною 40кг/д×360×П*, млн..т.	Свині поголів'я, тис.гол	Свині вихід гною 10кг/д×360×П*, млн..т.	Птиця поголів'я, млн.гол	Птиця вихід посліду 0,3кг/д×360×П*, млн.гол	Середньорічна потреба підстилкових матеріалів за річними нормами		
							СОЛОМА, млн.т.		
							ВРХ	Свині	Птиця
							5кг/д×360× ×П*	4кг/д×360× ×П*	0,04кг/д×360× ×П*
1991	24623	35950	19426	70,9	-	-	44,94	25,36	-
2000	9424	137,60	7652	27,43	123,7	13,5	17,20	11,17	1,91
2001	9121	137,55	8370	30,55	136,8	14,98	17,26	12,22	2,0
2002	9108	132,98	9204	33,59	147,4	16,1	16,62	13,43	2,15
2003	7712	112,40	7322	26,73	142,4	15,6	14,07	10,69	2,08
2004	6903	100,78	6466	23,60	152,8	16,73	12,60	9,44	2,29
2005	6514	95,10	7053	25,71	162,0	17,14	11,89	10,3	2,36
2006	6175	90,15	8055	29,4	166,5	18,23	11,26	11,70	2,43
2007	5491	80,17	7020	25,62	169,3	18,45	10,02	10,24	2,77
2008	5079	74,15	6526	23,82	177,6	19,45	9,27	9,53	2,59
2009	4927	70,47	7572	27,66	191,4	20,96	8,81	11,06	2,79
2010	4494	65,61	7960	29,05	201,8	22,32	8,22	11,62	2,97
2011	4426	64,62	7373	26,91	200,8	21,99	8,08	10,76	2,93
2012	4646	67,89	7577	27,65	214,3	23,47	8,48	11,06	2,29
2013	4534	66,20	7922	28,92	230,3	25,22	8,27	11,56	3,36
2014	3884	56,76	7351	26,83	213,3	23,36	7,09	10,73	3,7
2015	3750	54,75	7079	25,84	204,0	22,34	6,84	10,39	2,98
2016	3682	53,76	6665	24,34	201,7	22,08	6,81	9,74	2,94
2017	3531	51,55	6110	22,90	204,8	22,42	6,94	8,97	2,99

*- відповідно поголів'я ВРХ, свиней, птиці

Джерело: розроблено автором на підставі [9]

Гній і послід є джерелом запахів які ускладнюють якість життя населення, є носіями хвороб. Гній і послід, а також неякісний їх переробіток з порушенням технології, є джерелом забруднення, засолення, засмічення ґрунтів, а відповідно до

зниження врожайності сільськогосподарських культур через хвороби рослин, розповсюдження насіння бур'янів.

Одночасно гній і послід не є забруднювачами, а є сировиною для одержання органічних добрив на основі компостів.

Отже, збільшення кількості відходів гною і посліду і переробіток в органічні добрива на основі підстилки – актуальна задача. Підстилковий матеріал (волого поглинальний) в таблиці 2 представлено розрахункова необхідність на основі соломи зернових культур. Але у якості підстилкового матеріалу може бути солома кукурудзи, бадилля соняшнику, карантинні бур'яни, трава, торф, тирса й інші. І тут проблем менш за все. Одна зі складових сільського господарства - рослинництво. За роки незалежності показники виробництва основних сільськогосподарських культур суттєво покращились: Кількість вирощених зернових культур зросла удвічі (до 1403 кг на одну особу за рік)[9]. Відповідно соломи достатньо, а кількість сировини (гною та посліду) все менше. Достатність соломи, зменшення тваринництва призвело до появи виробництва полетів, а їх спалювання недоцільно. Доцільність полягає у природному розкладанні органічних речовин, решток рослин.

Отже ці підприємства повинні стати і основними виробниками органічних добрив, але вони на сьогодні не мають мотивації в одержанні продукції – органічних добрив, з-за не вирішення цілого ряду інфраструктурних проблем.

Зацікавленість у переробітку органічних відходів визначається:

- можливістю використання ферментованих органічних добрив для одержання органічної продукції і поставки її на світові ринки;
- виробництво органо-мінеральних добрив для господарств агропромислового комплексу, що зменшує залежність від зовнішніх поставок мінеральних добрив;
- суттєве покращення фізичного стану ґрунту.

Технологічна модель комплексної переробки сільськогосподарських органічних відходів полягає в створення перспективних зонально адаптованих технологій і технічних засобів видалення і переробки гною тваринницьких об'єктів, що базуються на принципах екологічно безпечного поводження з органічними відходами, ресурсо- і енергоощадності, безвідхідності та мінімізації викидів парникових газів, слід вирішити наступні питання:

- встановлення закономірностей біоконверсного циклу органічної речовини в механіко-технічних системах переробки тваринницьких відходів у залежності від умов утримання і годівлі тварин.
- системне розв'язання питань ресурсозбереження і енергоощадності технічних комплексів прискореного компостування відходів АПК на основі закономірностей вивільнення теплової енергії і кінетики температурних режимів керованих біоконверсних технічних систем із мінімізацією шкідливих впливів на довкілля.
- з'ясування закономірностей виходу біогазу від експозиції зброджування, вологості, температури, фізико-механічних і хімічних властивостей біомаси сільськогосподарських відходів з контролюванням і керуванням процесів зброджування.
- дослідження закономірностей механіко-технологічних впливів на в'яз-ко-пластичні середовища (підстилковий гній і послід, компостні суміші, компости тощо) в процесах їхнього перетворювання до стану екологічно безпечних продуктів з поверненням в органічне середовище.

Комплексна технологічна модель видалення і переробки відходів тваринництва і рослинництва – тобто стратегічна спрямованість отримання органічних відходів

передбачає дотримання і забезпечення виконання наступних вимог:

- мінімізація капіталовкладень в системи видалення гною з приміщень;
- мінімізація експлуатаційних витрат на обслуговування систем видалення гною, у т.ч. комплексна механізація та автоматизація трудомістких процесів;
- забезпечення повного і своєчасного видалення гною з тваринницьких приміщень;
- ресурсозбереження, у т.ч. скорочення обсягів утворення відходів;
- енергозбереження;
- обмеження та усунення викидів шкідливих і парникових газів;
- скорочення логістичних витрат на транспортування гною до місць його обробки чи переробки;
- безвідхідність перероблення гною;
- екологічна безпека технологічних процесів.

Висновок. Кількість гною великої рогатої худоби як сировини для виробництва органічних добрив, необхідних для компенсації втрат гумусу, в порівнянні з 1991 роком в умовах України зменшився в 7 разів і складає 40-50 млн. тонн.

Гній свиней і послід птиці складає по 20-25 млн. тон. За умови стабільного відновлення родючості ґрунтів, одержання і застосування органічних добрив за традиційними технологіями сировини недостатньо для покриття втрат гумусу.

Сучасні технології переробки зменшують втрати поживних речовин і ефективність добрив. Перспективні напрямки-переробка посліду птахівничих підприємств та виробництво органо - мінеральних добрив на його основі.

Список літератури

1. Національна доповідь Про стан родючості ґрунтів України / ред. С.А. Балюк, В.В. Медведєв, О.Г. Тараріко, В.О. Греков, А.Д. Балаєв. Київ, 2010. 112 с.
2. Технологія відтворення родючості ґрунтів у сучасних умовах / за ред. С.М. Рижука і В.В. Медведєва. Київ-Харків, 2003. 214 с.
3. Медведєв В.В. Физическая деградация черноземов. Диагностика. Причины. Следствия. Предупреждение. Харьков: «Городская типография», 2013. 324 с.
4. Лагутенко О. Т. Агроекологія : навчальний посібник. Київ : НПУ імені М. П. Драгоманова, 2012. 206 с.
5. Проектування механізованих технологічних процесів тваринницьких підприємств / І.І. Ревенко, В.Д. Роговий, В.І. Кравчук та ін.; за ред. І.І. Ревенко. Київ: Урожай, 1999. 192 с.
6. Гетьманенко В.А., Скрильнік Є.В. Екологічне поводження з органічними добривами в контексті нітратної директиви. *Агрохімія і ґрунтознавство: міжвідомчий тематичний наук. зб. Спеціальний випуск. Книга 2. Меліорація, рекультивация, охорона ґрунту, гумусовий стан, біологія ґрунтів, сучасне землеробство*. Харків: ПТ «Сталь-Іздат», 1018. С.143-145.
7. Задобрюємо землю: органічні добрива для відтворення ґрунтів і підвищення родючості. Олена Басанець URL: <https://superagronom.com/articles/40-zadobryuyemo-zemlyu-organichni-dobryva-dlya-vidtvorennya-gruntiv-i-pidvischennya-rodyuchosti> (дата звернення: 12.09.2019).
8. Шевченко І.А., Павленко С.І., Ляшенко О.О. Проблеми і рішення утилізації органічних відходів тваринництва в Україні . *Збірник наукових праць УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого «Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України»*. 2011. Вип. 15 (29). С.448-456.
9. Статистичний щорічник України за 1990, 2000...2017 рік / за ред. І. М. Жук URL : http://www.ukrstat.gov.ua/druk/publicat/kat_u/2016/zb/11zb_2015_ukr.zip (дата звернення: 03.10.2019)

References

1. Baliuk, S.A., Medvediev, V.V., Tarariko, O.H., Hrekov, V.O. & Balaiev, A.D. (2010). *Natsionalna dopovid Pro stan rodiuchosti gruntiv Ukrainy [National report on soil fertility in Ukraine]*. Kyiv [in Ukrainian].

2. Ryzhuk, S.M. & Medvediev, V.V. (2003). *Tekhnolohiia vidtvorennia rodiuchosti gruntiv u suchasnykh umovakh* [Technology of reproduction of soil fertility in modern conditions]. Kyiv-Kharkiv [in Ukrainian]
3. Medvedev, V.V. (2013). *Fizicheskaya degradatsiya chernozemov. Diagnostika. Prichiny. Sledstviya. Preduprezhdenie*. [Physical degradation of chernozems. Diagnostics. Causes. The consequences. Warning.]. Khar'kov. [in Russian]
4. Lahutenko, O.T. (2012). *Ahroekolohiia : navchalnyi posibnyk* [Agroecology: a textbook]. Kyiv: NPU imeni M. P. Drahomanova [in Ukrainian]
5. Revenko, I.I., Rohovyi, V.D. & Kravchuk, V.I. (1999). *Proektuvannia mekhanizovanykh tekhnolohichnykh protsesiv tvarynnytskykh pidpriemstv* [Design of mechanized technological processes of livestock enterprises]. Kyiv: Urozhai [in Ukrainian].
6. Hetmanenko, V.A., Skrylnik, Ye.V. (2018). *Ekolohichne povodzhennia z orhanichnymy dobryvamy v konteksti nitratoї derektyvy* [Environmental management of organic fertilizers in the context of nitrate]. *Ahrokhimiia i gruntoznavstvo. Mizhvidomchyi tematychnyi naukovyi zbirnyk. Spetsialnyi vypusk. Knyha 2. Melioratsiia, rekultyvatsiia, okhorona hruntu, humusovyi stan, biolohiia hruntiv, suchasne zemlerobstvo. – Environmental management of organic fertilizers in the context of nitrate Agrochemistry and soil science. Interagency thematic scientific collection. Special issue. Book 2. Reclamation, reclamation, soil protection, humus condition, soil biology, modern agriculture*. Kharkiv [in Ukrainian].
7. Basanets, O. *Zadobryuemo zemliu: orhanichni dobryva dlia vidtvorennia gruntiv i pidvyshchennia rodiuchosti* [Fertilize the Earth: Organic fertilizers for soil reproduction and fertility]. *superagronom.com*. Retrieved from: <https://superagronom.com/articles/40-zadobryuemo-zemlyu-organichni-dobryva-dlya-vidtvorennia-gruntiv-i-pidvischennia-rodychosti> [in Ukrainian].
8. Shevchenko, I.A., Pavlenko, S.I. & Liashenko, O.O. (2011). *Problemy i rishennia utylizatsii orhanichnykh vidkhodiv tvarynnytsva v Ukraini* [Problems and solutions for the utilization of organic animal husbandry in Ukraine]. *Zbirnyk naukovykh prats UkrNDIPVT im. L.Pohoriloho «Tekhniko-tekhnolohichni aspekty rozvytku ta vyprobuvannia novoi tekhniki i ekhnolohii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy» – Collection of scientific works of the Leonid Pogorilyy UkrNDIPVT. Doslidnytske. Vol. 15(29). 448-456* [in Ukrainian].
9. Zhuk, I.M. (Eds.) *Statistical Yearbook of Ukraine for 1990, 2000...2017*. Retrieved from: http://www.ukrstat.gov.ua/druk/publicat/kat_u/2016/zb/11zb_2015_ukr.zip

Ivan Lezhenkin, hD tech. sci.

Taurian State Agrotechnological University, Melitopol, Ukraine

Strategic Direction of Organic Fertilizer Production

The most important condition for maintaining the biosphere, normal growth cover and agricultural productivity is the constant care of soil care and protection, its structure and properties, and the introduction of a system of measures to improve yields. The intensification of agricultural production had led to unfavourable changes in the fertility of Ukraine's soil. Thus, the restoration of fertility through the use of energy-saving technologies based on the use of organic fertilizers and various natural materials is a state-level task.

The article analyzes livestock in agricultural enterprises of all categories: cattle, pigs, goats, sheep, rabbits, and all birds during 1999-2017. The analysis suggests that the livestock population is gradually decreasing, but the number of birds has almost doubled in the given time. It is established that the real potential of obtaining high quality organic fertilizers in Ukraine with an annual output of manure and manure up to 100 million tons can be 50... 60 million tons. In this case, the manure will leave the category of pollutants, moving to the category of raw materials for the production of organic fertilizers based on compost. Which will allow to maintain or increase soil fertility. To solve this problem organically, it is necessary to apply a comprehensive approach from the state. Strategic establishes the long-term direction of any enterprise, and in this case, when receiving organic fertilizers. It should be aimed at harmonizing the socio-economic development of the agricultural population and the basic preservation of the environment for future generations. And here the role of technology in obtaining organic fertilizers, environmental safety, increasing yields increases significantly.

The quantity of cattle manure as raw material for the production of organic fertilizers needed to compensate for humus losses has decreased by 7 times compared to 1991 in Ukraine and amounts to 40-50 million tonnes. Pig manure and poultry are 20-25 million tonnes. With the stable restoration of soil fertility, the production and use of organic fertilizers by traditional raw materials technology is not enough to cover humus losses. Modern processing technologies reduce nutrient loss and fertilizer efficiency. Perspective directions - processing of the poultry enterprises' litter and production of organo-mineral fertilizers on its basis. **environmental safety, biosphere, technology, organic fertilizers, strategy**

Одержано (Received) 29.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 19.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.312; 631.316.22

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.132-140>

С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, **В.М. Сало**, проф., д-р техн. наук, **Д.І. Петренко**, доц., канд. техн. наук, **О.М. Васильковський**, доц., канд. техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, м Кропивницький, Україна
e-mail: serafsgm@ukr.net

Вивчення конструктивно-технологічних параметрів робочих органів комбінованих чизельних глибокорозпушувачів

В роботі проводиться систематизація основних найбільш поширених робочих органів чизельних глибокорозпушувачів з критичною оцінкою їх конструктивно-технологічних параметрів. Доводиться, що незважаючи на конструктивну подібність чизельних лап з прямим стояком, що використовуються в серійних ґрунтообробних агрегатах, конструкцію цих робочих органів не можна вважати повністю обґрунтованою, що насамперед відноситься до використання на лапах додаткових робочих органів і елементів та можливості аналітично розрахувати і практично забезпечити задану глибину суцільного обробітку. Наведені залежності, які дозволяють знайти критичну глибину чизельного обробітку, величину зон деформацій, глибину суцільного обробітку та встановлені значення рекомендованих конструктивних параметрів чизельної лапи з прямим стояком.

чизельний глибокорозпушувач, зона деформації ґрунту, додаткові деформатори, чизельна лапа з прямим стояком

С.Н. Лещенко, доц., канд. техн. наук, **В.М. Сало**, проф., д-р техн. наук, **Д.И. Петренко**, доц., канд. техн. наук, **А.М. Васильковский**, доц., канд. техн. наук

Центральноукраинский национальный технический университет, г. Кропивницкий, Украина

Изучение конструктивно-технологических параметров рабочих органов комбинированных чизельных глибокорыхлителей

В работе проводится систематизация основных наиболее распространенных рабочих органов чизельных глибокорыхлителей с критической оценкой их конструктивно-технологических параметров. Доказывается, что несмотря на конструктивное сходство чизельных лап с прямой стойкой, используемых в серийных почвообрабатывающих агрегатах, конструкцию этих рабочих органов нельзя считать полностью обоснованной, что прежде всего относится к использованию на лапах дополнительных рабочих органов, элементов и возможности аналитически рассчитать и практически обеспечить заданную глубину сплошной обработки. Приведены зависимости, позволяющие найти критическую глубину чизельной обработки, величину зон деформаций, глубину сплошной обработки и установленные значения рекомендуемых конструктивных параметров чизельных лап с прямой стойкой.

чизельный глибокорыхлитель, зона деформации почвы, дополнительные деформаторы, чизельная лапа с прямой стойкой

Постановка проблеми. Світовою тенденцією в ґрунтообробці є поступова відмова від використання ерозійно небезпечних знарядь, до яких відносяться класичні полицеві плуги, машини і знаряддя з сферичними дисками, фрезерні агрегати тощо. Деградація ґрунтів на полях нашої держави, прискорення проявів вітрової та водної ерозій, утворення ущільненої підорної підшви, погіршення інфільтраційних властивостей, зниження рівня гумусу, і зрештою – втрата родючості загалом, вивели питання відмови від ерозійно небезпечних знарядь у життєво необхідні стратегічні завдання агровиробництва, які мають започаткувати впровадження ґрунтозахисних технологій в технологічні процеси вирощування продукції рослинництва.

© С.М. Лещенко, В.М. Сало, Д.І. Петренко, О.М. Васильковський, 2019

Сьогодні, хоча і існує окреслена стратегія відмови від класичної оранки, на етапі основного обробітку ґрунту відсутні чіткі рекомендації по заміні технологій обробітку залежно від тієї культури, що буде вирощуватися, культури-попередника, агрофізичних властивостей та стану ґрунту, наявного забезпечення господарства технікою для реалізації наступних операцій, комплектування альтернативних ґрунтообробних агрегатів, особливості їх конструктивних параметрів і режимів роботи тощо. Проте, ряд дослідників [1...10] доводять, що одним із дієвих способів першого глибокого обробітку ґрунту в умовах ущільнених суглинкових і глинистих ґрунтів є проведення глибокого чизельного обробітку ґрунту із використанням комбінованих чизельних глибокорозпушувачів, насамперед на схилах, за умов переущільнення та на полях із потужною підорною підшовою. Такий спосіб основного обробітку дозволяє сприяти накопиченню і збереженню вологи та забезпечує подальше ефективне використання вологи, яка потрапляє на поле в осінньо-зимовий період. Слід відмітити, що в умовах зміни клімату в Україні на більш посушливий та з врахуванням систематичної відсутності опадів в період вегетації культурних рослин, глибокий чизельний обробіток є основною запорукою отримання стабільних врожаїв.

Сьогодні вибір конструктивних параметрів чизельних глибокорозпушувачів, що можуть використовуватися в умовах ґрунтозахисного землеробства, зводиться до обґрунтування розстановки робочих органів, оцінки енергоємності процесу та інженерного розрахунку різних функціональних схем машин і механізмів їх регулювання, при цьому немає чітких рекомендацій відносно конструкції основних та додаткових робочих органів, загальної компоновки ґрунтообробних агрегатів і умов за яких ті чи інші машини можуть використовуватися.

Тому питання систематизації існуючих конструктивно-технологічних параметрів робочих органів чизельних глибокорозпушувачів, їх вдале поєднання у межах одного агрегату та пошук раціональних конструкцій для конкретних умов роботи є актуальним, а ефективне використання вдосконалених ґрунтообробних агрегатів дозволить спростити перехід господарств на етапі основного обробітку ґрунту до системи ґрунтозахисного землеробства.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Відомо [1-4], що незалежно від конструкції чизельних лап під час глибокого суцільного обробітку ґрунту слід проводити розпушування на глибину, яка забезпечить нормальний розвиток кореневої системи рослин, що вирощуються на полі, а також достатнє заглиблення ґрунту для накопичення вологи, при цьому слід намагатися мінімізувати енерговитрати [5].

За існуючими агротехнічними вимогами чизельні глибокорозпушувачі для основного безполіцевого обробітку ґрунту мають забезпечувати розпушування на глибину від мілкої 20...22 см до глибокої 60...80 см [1, 3]. Хоча рекомендована глибина обробітку, яка встановлена на основі проведених досліджень, в умовах ущільненого чорнозему Центральної України має знаходитися в діапазоні 30...40 см. [1, 3, 7]. На основі проведених теоретико-експериментальних досліджень [6] встановлено, що з конструктивної точки зору долото, яке виконує основну функцію розрізання і сколювання монолітів ґрунту повинно мати ширину 50...80 мм (віддається перевага 60 мм), його нижня площа має бути нахилена донизу та по відношенню до горизонту утворювати кут різання 25°...30°, а передня частина долота повинна забезпечувати кут кришення 15°...20° відносно його верхньої площини. В більшості робочих органів долото кріпиться до самої нижньої точки стояка і виконується з'ємним. Товщина стояка вибирається меншою ширини долота, але при цьому повинна забезпечуватися міцність і жорсткість за умов мінімального лобового опору (у багатьох серійних машин товщина стояка ≈ 30 мм). Більшість виробників віддають перевагу прямим стоякам, оскільки

похилі стояки та стояки типу «Параплау» є більш складні з точки зору виготовлення та їх вартості, а ефективність їх використання у польових умовах не має значних переваг у порівнянні зі звичайними прямими стояками. Наведені деякими дослідниками [1-3] показники зниження тягового опору на 20...29% при використанні похилих стояків в умовах ущільнених ґрунтів Центральної України не підтверджуються, а складають не більше 5...10%.

При використанні чизельних знарядь для суцільного основного обробітку необхідно на етапі розстановки робочих органів на рамі забезпечити їх розміщення з такою відстанню B , щоб зони розповсюдження бокових деформацій ґрунту по обидві сторони від долота, при будь-якій глибині обробітку, яка знаходиться в межах агротехнічних вимог, перетиналися [1, 2, 6]. Ця умова забезпечується виконанням наступної нерівності:

$$0,5(B - b) \leq H, \quad (1)$$

де b – ширина долота;

H – повна глибина обробітку (глибина руху долота).

Забивання глибокорозпушувача пожнивними рештками і глибами ґрунту безпосередньо залежить від відстані між робочими органами B , а її збільшення в поперечній площині призводить до утворення більших гребенів на дні борозни та наближення їх вершин до поверхні поля [6]. З міркувань часткового вирівнювання дна борозни і забезпечення на поверхні поля суцільного розпушування (на глибину до 20 см) застосовують не лише розміщення чизельних лап у кілька рядів, а й закріплюють до стояка лапи додаткові деформатори у вигляді закрилок, лап, відвалів та інших активаторів різних конструкцій.

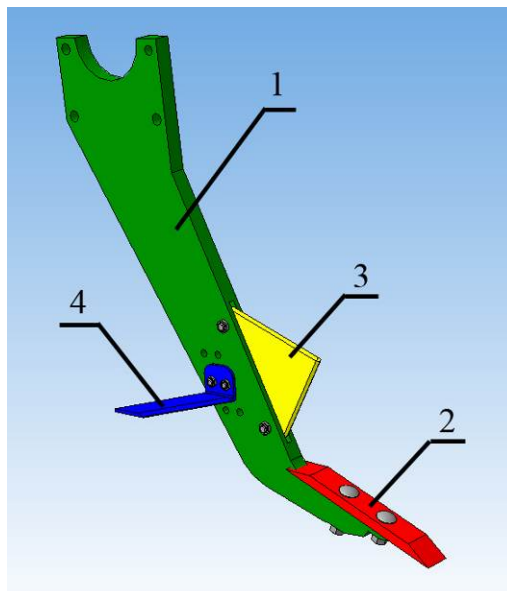
Незважаючи на значну кількість досліджень, що направлені на обґрунтування раціональних параметрів робочих органів чизельних глибокорозпушувачів, конструкцію чизельної лапи не можна вважати повністю обґрунтованою, що насамперед відноситься до використання додаткових робочих органів і елементів. Слід зазначити, що напрямки вдосконалення чизельних лап мають бути орієнтовані на забезпечення агротехнічних вимог за ускладнених умов роботи, підвищення функціональних можливостей чизельних глибокорозпушувачів шляхом використання додаткових елементів, що дозволяють вирівнювати дно борозни, зберігати на поверхні поля пожнивні рештки чи рівномірно перемішувати їх на заданій глибині, зниження енергоємності чизелювання тощо.

Постановка завдання. Отже, метою даної роботи є вивчення конструктивно-технологічних параметрів чизельних лап комбінованих глибокорозпушувачів загального призначення.

Виклад основного матеріалу. На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Центральноукраїнського національного технічного університету проведено ряд робіт, направлених на розробку раціональної конструкції комбінованих чизельних глибокорозпушувачів [5, 7, 9], які були б адаптовані до роботи в умовах важких ґрунтів Центральної України. Результатом проведених робіт стала розробка функціональної схеми, конструкторської документації та впровадження у виробництво серії начіпних чизельних глибокорозпушувачів залежно від ширини захвату яких можна комплектувати ґрунтообробні агрегати на базі тракторів тягового класу від 2 до 5 як закордонного, так і вітчизняного виробництва.

Основним робочим органом розроблених машин є чизельна лапа з прямим стояком (рис. 1), у якій в якості додаткових горизонтальних деформаторів, які забезпечують вирівнювання дна борозни та краще підрізання кореневих систем рослин,

використовуються плоскі крила, що встановлюються під певним кутом до напрямку руху, і в поєднанні з долотом забезпечують сколювання ґрунту у горизонтальній площині. Крім того, з врахуванням специфіки ґрунтово-кліматичних умов і можливих наявних рослинних решток та стерні на полі, яке потрібно обробляти, на стояку встановлюється з'ємний загострений зуб, який виконує функцію додаткового горизонтального деформатора та забезпечує розбивання крупних брил, відводить рослинні рештки від стояка і частково їх перерізає та захищає стояк від інтенсивного зношення.



1 – стояк; 2 – долото; 3 – зуб; 4 – крила

Рисунок 1 – Чизельна лапа з прямим стояком

Джерело: розроблено авторами з використанням [1...4]

Під час розробки конструкції лапи, як і в дослідженнях проведених раніше [1...4], приймали припущення, що дія долота на ґрунт аналогічна дії на ґрунт двогранного клина. Крім того, для забезпечення ефективної роботи чизельної лапи з мінімальними витратами енергії необхідно, щоб задана глибина обробітку не була більшою за критичну глибину різання H_2 (рис. 2). У випадку невиконання наведеної умови спостерігається зменшення зони кришення ґрунту, при цьому суттєво зростає зона пластичних деформацій, а отже – зростають енерговитрати. Зважаючи на те, що у зоні руху долота має місце значне ущільнення ґрунту, його кришення (розпушування) починається дещо вище леза, а критична глибина різання H_2 має прямий зв'язок із кутом сколювання ґрунту $\psi_{ск}$. Кут сколювання ґрунту можна визначити за формулою В.П. Горячкіна

$$\psi_{ск} = 90^\circ - \frac{(\alpha + \varphi_1 + \varphi_2)}{2}, \quad (2)$$

де α – кут кришення ґрунту;

φ_1 – кут тертя ґрунту по лапі;

φ_2 – кут внутрішнього тертя ґрунту.

Під час проведення теоретичних досліджень кут сколювання $\psi_{ск}$ з достатньою точністю приймають в середньому рівним 45° .

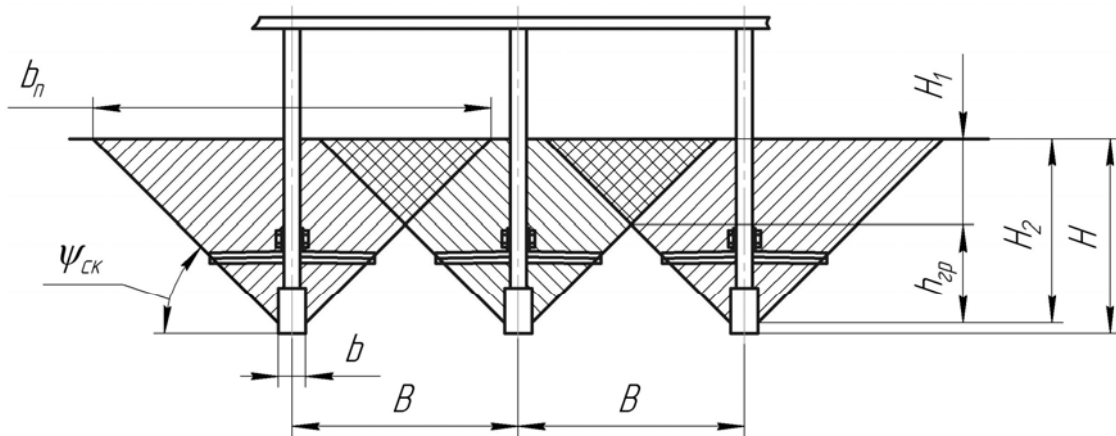


Рисунок 2 – Профіль зони деформації ґрунтового середовища чизельними лапами
Джерело: розроблено авторами з використанням [1...16]

Відомо [8...16], щоб оцінити якість роботи чизельних лап, крім коефіцієнта кришення ґрунту необхідно враховувати ще й показник повноти розпушування, який враховує відношення площі поперечного перетину розпушеного ґрунту до площі поперечного перетину, яка може бути сформована за умови суцільного розпушування по всій глибині ходу робочих органів. Виходячи з цього проведено аналіз зон розпушування ґрунту та вплив їх зміни на енергоємність процесу [5]. Отже, приймаючи кут сколювання, який дорівнює $\psi_{sk} = 45^\circ$, за умови, що $B < 2H$, а повна глибина обробітку пов'язана з критичною глибиною $H < H_2$, висота гребенів на дні борозни та товщина суцільного обробітку поверхневого шару знаходиться за співвідношеннями:

$$h_{ep} = H_2 - H_1 = 0,5 \cdot B; \quad (3)$$

$$H_1 = H_2 - 0,5 \cdot B, \quad (4)$$

де h_{ep} – висота гребенів;

H_1 – глибина (товщина) суцільного обробітку;

H_2 – критична глибина сколювання ґрунту;

B – відстань між робочими органами у поперечно-вертикальній площині.

Ширина деформованої зони ґрунту на поверхні поля складає:

$$b_n = b + 2 \cdot H_2 \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{180 - 2 \cdot \psi_{sk}}{2} \right). \quad (5)$$

Тоді ширина деформованого ґрунту на поверхні на відстані l від носка долота знаходиться за виразом

$$b_n' = b + \frac{2H_2 \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{180 - 2 \cdot \psi_{sk}}{2} \right)}{\cos(\alpha + \varphi_1)}. \quad (6)$$

Зона розповсюдження деформацій ґрунту чизельною лапою в поздовжньому напрямку залежить від величини H та кутів α і φ_1

$$l = H \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1). \quad (7)$$

Знаючи реакцію недеформованого ґрунту Q , яка отримана на основі перетворень, проведених В.М. Щириком [8], з метою уникнення забивання ґрунту, слід забезпечувати достатній підпор, що описується нерівністю:

$$\sigma_e \geq \frac{Q}{S}, \quad (8)$$

де σ_e – опір ґрунту стисканню кПа;

S – площа поперечного перетину скиби, що деформується.

Враховуючи значення кута сколювання (2) та знаючи силу ваги ґрунту, що обробляється G і розписавши силу інерції, після деяких перетворень отримали умову незащемлення ґрунту перед робочим органом

$$\sigma_e \geq \frac{V_{ap}^2 \cdot \gamma \cdot \left(\frac{\sin(\alpha + \varphi_1 + \varphi_2)}{2} - \sin^2 \left(\frac{\alpha + \varphi_1 + \varphi_2}{2} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) \right) \right) + L \cdot g \cdot \gamma}{\sin \left(\frac{\alpha + \varphi_1 + 3\varphi_2}{2} \right) + \cos \left(\frac{\alpha + \varphi_1 + 3\varphi_2}{2} \right) \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1)}, \quad (9)$$

де γ – об’ємна вага (щільність ґрунту);

L – довжина долота;

g – прискорення вільного падіння.

На основі нерівності (7) можемо знайти розрахункове значення довжини долота:

$$L = \frac{1}{g \cdot \gamma} \cdot \left[\left[\sigma_e \cdot \left(\sin \left(\frac{\alpha + \varphi_1 + 3\varphi_2}{2} \right) + \cos \left(\frac{\alpha + \varphi_1 + 3\varphi_2}{2} \right) \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) \right) \right] - \left[V_{ap}^2 \cdot \gamma \cdot \left(\frac{\sin(\alpha + \varphi_1 + \varphi_2)}{2} - \sin^2 \left(\frac{\alpha + \varphi_1 + \varphi_2}{2} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) \right) \right) \right] \right]. \quad (10)$$

Таким чином, при відомому розмірі долота L (10) та відстані розповсюдження деформацій ґрунту чизельною лапою в поздовжньому напрямку (відстань розпушування ґрунту перед долотом) l можна розрахувати мінімальну відстань між рядами чизельних лап

$$\Delta L = H \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{\alpha + \varphi_1 + \varphi_2}{2} \right) + L \cdot \cos \alpha. \quad (11)$$

Таким чином отримані залежності дозволяють аналітично обґрунтувати деякі конструктивні параметри чизельних глибокорозпушувачів, що забезпечують необхідну глибину суцільного обробітку з врахуванням зовнішніх умов роботи і компоновки знаряддя.

Отже, провівши розрахунки використовуючи наведені залежності, можна констатувати, що для обробітку суглинкових ґрунтів щільністю $\gamma = 1,3 \text{ г/см}^3$ з кутами тертя $\varphi_1 = 25^\circ$ $\varphi_2 = 45^\circ$ та опору ґрунту стисканню $\sigma_e = 3,5$ кПа при швидкості руху ґрунтообробного агрегата $V_{ap} = 2,5$ м/с, раціональні значення окремих параметрів складають: кут кришення ґрунту (кут установки долота до дна борозни) $\alpha = 25 \dots 30^\circ$; фактична довжина долота $L = 0,26 \dots 0,35$ м.; відстань між рядами чизельних лап $\Delta L = 0,45 \dots 0,55$ м при глибині роботи чизельного глибокорозпушувача H до 40...45 см.

Висновки. 1. Підтверджена можливість, а в деяких випадках необхідність використання у вигляді основного робочого органу чизельних глибокорозпушувачів лап з прямим стояком і додатковим горизонтальним деформатором у вигляді плоских крил.

2. На основі проведених досліджень встановлено, що в умовах суглинкових ґрунтів чизельними глибокорозпушувачами забезпечуються показники роботи в межах агротехнічних вимог при швидкості руху агрегату до 2,5 м/с, кут установки долота до дна борозни при цьому складає 25...30°, довжина долота 0,26...0,35 м при відстані між рядами робочих органів в поздовжньому напрямку 0,45...0,55 м.

3. Незважаючи на загальноприйняту тенденцію відмови від ерозійно небезпечних знарядь на етапі основного обробітку ґрунту, чизельні глибокорозпушувачі, що є ефективною заміною класичній відвальній оранці, не мають повністю обґрунтованих функціональних схем і рекомендацій щодо конструкцій як основних так і додаткових робочих органів, а тому потребують проведення подальших досліджень.

Список літератури

1. Панов И.М., Ветехин В.И. Физические основы механики почв: монография. Київ: Феникс, 2008. 266 с.
2. Руденко Н.Е. Механизация обработки почвы: учебное пособие. Ставрополь: Изд-во СтГАУ «АГРУС». 2005. 112 с.
3. Шевченко І.А. Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища. Київ: Видавничий дім «Вініченко», 2016 – 320 с.
4. Борисенко П.И. Совершенствование технологического процесса чизелевания за счет применения рабочего органа для минимальной обработки почвы с полосным углублением. Дис...канд.техн. наук: 05.20.01 / Борисенко Павел Иванович. Волгоград, 2016. 190 с.
5. Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І. Оцінка енергоємності глибокого обробітку ґрунту комбінованими чизельними глибокорозпушувачами. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоград. нац. техн. ун-ту.* 2018. Вип. 31. С. 10–20.
6. Борисенко И.Б. Совершенствование ресурсосберегающих и почвозащитных технологий и технических средств обработки почвы в острозасушливых условиях нижнего Поволжья. дис...доктора техн. наук: 05.20.01 / Борисенко Иван Борисович. Волгоград, 2006. 402 с.
7. Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І. Експериментальна оцінка якості роботи комбінованого чизеля з додатковими горизонтальними та вертикальними деформаторами. *Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка.* 2015. Вип. 156. С. 25–34.
8. Щиров В.Н., Пархоменко Г.Г. Определение параметров глубокорыхлителей для обработки почвы в засушливых условиях. *Вестник аграрной науки Дона.* Зерноград. 2012. №4 (20). С. 17–22.
9. Лещенко С. М., Сало В.М. Шляхи підвищення ефективності роботи комбінованих чизельних ґрунтообробних знарядь з додатковими деформаторами. *Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодержавний збірник.* 2016. Вип. №4 (103). С. 31-37.
10. Аналіз процесів чизелювання ґрунтів з застосуванням різних комбінацій робочих органів / В.М. Сало, С.М. Лещенко, В.А. Пашинський, Р.В. Ярових. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2015. Вип. 45, Ч.1. С. 126-132.
11. Пашенко В.Ф., Корниенко С.И., Гусаренко Н.П. Теория воздействия рабочих органов орудий на почву: монография. Харьков : ХНАУ, 2013. 90 с.
12. Лещенко С., Сало В., Васильковский А. Состояние вопроса и перспектива интенсификации работы чизельных орудий с целью сохранения естественного плодородия. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery.* Vol. 16, №2, Lublin – Rzeszów: Polish Academy of Sciences, 2014. P. 195–201.
13. Leschenko S., Salo V., Petrenko D. Experimental estimate of the efficiency of basic tilling by chisel equipment in the conditions of soil. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2014. Вип. 44. С. 237-243.
14. Вплив конструктивних параметрів чизельної лапи глибокорозпушувача на деформацію ґрунту / С.М. Лещенко, В.М. Сало, Д.І. Петренко, І.О. Лісовий. *Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти.* 2016. Вип. 4. С. 115-124.

15. Корабельский В.И., Погорелый В.В. Технологические основы формообразования криволинейных рабочих органов рыхлителей. *Труды Таврической гос. агротехн. академии*. Мелитополь, 2006. Вып. 40. С. 74–82.
16. Improvement of equipment for basic tillage and sowing as initial stage of harvest forecasting / K.V. Vasylovskaya, S.M. Leshchenko, O.M. Vasylovskiy, D.I. Petrenko. *INMATEH-Agricultural Engineering*. 2016. Vol.50, No.3, P.13-20 ref.18.

Referencis

1. Panov, Y.M. & Vetokhyn. V.Y. (2008). *Fyzycheskye osnovy mekhaniky pochv [Physical bases of soil mechanics]*. Kyiv: Feniks [in Russian].
2. Rudenko, N.E. (2005). *Mekhanizatsiya obrabotky pochvi [Mechanization of soil tillage]*. Uchebnoe posobie. Stavropol: Yzd-vo StHAU «AHRUS» [in Russian].
3. Shevchenko, I.A. (2016). *Keruvannya agrofizichnim stanom gruntovogo seredovisha [Management of Agrophysical Condition of Soil Environment]*. Kyiv: Vidavnychij dim «Vinichenko» [in Ukrainian].
4. Borisenko, P.I. (2016). Sovershenstvovanie tehnologicheskogo processa chizelevaniya za schet primeneniya rabocheho organa dlya minimalnoj obrabotki pochvy s polosnym uglubleniem [Improvement of the technological process of chiseling through the use of working body for minimum tillage of the soil with a belt depression]. Dis...kand.tehn. nauk: 05.20.01. Volhohrad [in Russian].
5. Leshchenko, S.M., Salo, V.M. & Petrenko, D.I. (2018). Otsinka enerhoiemnosti hlybokoho obrobitku gruntu kombinovanyimi chyzelnymi hlybokorozpushuvachamy [Assessment of energy intensity of deep cultivation of soil by combined chisel deep tillers]. *Zbirnyk naukovykh prats Kirovohradskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannya, avtomatyzatsiia, Vol. 31*, 10–20 [in Ukrainian].
6. Borysenko, Y.B. (2006). Sovershenstvovanye resursosberehaiushchykh y pochvozashchytnykh tekhnolohiy y tekhnicheskyykh sredstv obrabotky pochvy v ostrozasushlyvykh usloviyakh nyzhnego Povolzhia [Improving resource-saving and soil-protective technologies and technical means of tillage in the arid dry conditions of the lower Volga region]. Dys...doktora tekhn. nauk: 05.20.01. Volhohrad [in Russian].
7. Leshchenko, S.M., Salo, V.M. & Petrenko, D.I. (2015). Eksperymentalna otsinka yakosti roboty kombinovanoho chyzelia z dodatkovyimi horyzontalnymi ta vertykalnymi deformatoramy [Experimental performance evaluation chisel combined with extra horizontal and vertical warp]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu im. P. Vasylenka, Vol. 156*, 25–34 [in Ukrainian].
8. Shirov, V.N. & Parhomenko, G.G. (2012). Opredelenie parametrov glubokoryhlitelej dlya obrabotki pochvy v zasushlyvykh usloviyakh [Determination of parameters of deep plows for tillage in dry conditions]. *Bulletin of Agrarian Science of Don. Zernograd. №4 (20)*. [in Russian].
9. Leshchenko, S.M. & Salo, V.M. (2016). Shliakhy pidvyshchennia efektyvnosti roboty kombinovanykh chyzelnykh gruntoobrobnykh znariad z dodatkovyimi deformatoramy [The ways of improvement of the operation efficiency of combined chisel tilling equipment with additional deformaters]. *Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva: [Zahalnoderzhavnyi zbirnyk, Vol. 4 (103)*, 31-37 [in Ukrainian].
10. Salo, V.M., Leshchenko, S.M., Pashynskiy, V.A. & Yarovych, R.V. (2015). Analiz protsesiv chyzeliuvannya gruntiv z zastosuvanniam riznykh kombinatsii robochykh orhaniv [Analysis of the processes of chiseling soils with the use of various combinations of working bodies]. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Zahalnoderzhavnyi mizhvidomchyi nauko-tekhnichnyi zbirnyk, Vol. 45, Ch.1*, 126-132 [in Ukrainian].
11. Pashchenko, V.F., Korniyenko, N.P. & Husarenko S.Y. (2013). *Teoriya vozdeistviya robochykh orhanov orudyi na pochvu. [Theory of the impact of the working bodies of guns on the soil.]*. Monohrafiya. Kharkov : KhNAU [in Russian].
12. Leshchenko, S., Salo, V. & Vasylovskiy A. (2014). Sostoianie voprosa i perspektiva intensyfykatsyy raboty chyzelnikh orudyi s tseliu sokhraneniya estestvennoho plodorodiya [Condition of the question and perspective of the intensification of work of diesel tools for the purpose of preserving natural fertility]. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 16 - №2*, Lublin–Rzeszów: Polish Academy of Sciences 195–201 [in Russian].
13. Leschenko, S., Salo, V. & Petrenko, D. (2014). Experimental estimate of the efficiency of basic tilling by chisel equipment in the conditions of soil. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Zahalnoderzhavnyi mizhvidomchyi nauko-tekhnichnyi zbirnyk, Vol. 44*, 237-243 [in English].

14. Leshchenko, S.M., Salo, V.M., Petrenko, D.I. & Lisovyi I.O. (2016). Vplyv konstruktyvnykh parametriv chyzelnoi lapy glybokorozpushuvacha na deformatsiiu gruntu [Influence of design specifications of chisel shank of a deep tiller on soil deformation]. *Visnyk Ukrainiskoho viddilennia Mizhnarodnoi akademii ahrarnoi osvity, Vol. 4*, 115-124 [in Ukrainian].
15. Korabelskij, V.I. & Pogorelyj, V.V. (2006). Tehnologicheskie osnovy formoobrazovaniya krivolinejnyh rabochih organov ryhlitelej [Technological bases of shaping of curvilinear working bodies of rippers]. *Trudy Tavricheskoj gos. agrotehn. akademii, Vol.40*, 74–82 [in Russian].
16. Vasylovskaya, K.V., Leshchenko, S.M., Vasylovskiy, O.M. & Petrenko, D.I. (2016). Improvement of equipment for basic tillage and sowing as initial stage of harvest forecasting. *INMATEH-Agricultural Engineering. Vol.50 No.3*, 13-20 [in English].

Sergiy Leshchenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Vasyl Salo**, Prof., DSc., **Dmytro Petrenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Olexiy Vasylovskiy**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

The Study of Structural and Technological Parameters of the Operating Elements of Combined Chisel Deep-tillers

Gradual abandonment of application of erosion-hazardous tools is a worldwide trend in soil tillage. The tools include classic ploughs, machines and equipment with spherical disks, milling units and the like. The article deals with the systematization of the most widespread operating elements of chisel deep-tillers with a critical assessment of their structural and technological parameters. The objective of the work is to study the structural and technological parameters of chisel blades of combined deep-tillers for general purpose, depending on the layout of the unit and the structure of the main operating elements.

Regardless of the generally accepted tendency to abandon erosion-hazardous tools at the basic tillage stage, chisel deep-tillers, which are an effective substitute for classic heap plowing, do not have fully substantiated functional schemes and recommendations for the design of both major and additional operating elements. At the Department of Agricultural Engineering of Central Ukrainian National Technical University, a functional scheme, design documentation and a series of hinged chisel aggregates were developed. The main operating element of the developed machines is a straight-leg chisel blade, in which, as additional horizontal deformers, which provide alignment of the bottom of the furrow and better pruning of the root systems of plants, the flat wings are set at a certain angle to the direction of movement, and in combination with the chisel, provide ground clearance in the horizontal plane. Taking into account certain generally accepted assumptions and using known dependencies, the formulas were obtained for theoretical substantiation of rational construction and specific parameters of the proposed chisel blade.

As a result of the work, the possibility of using operating elements of chisel deep-tiller blades paws with a straight leg and an additional horizontal deformer was proved. On the basis of the conducted research it is established that in loamy soil conditions chisel deep-tillers provide performance within agrotechnical requirements at the velocity of movement of the unit up to 2.5 m/s, the angle of installation of the chisel to the bottom of the furrow is 25... 30°, chisel length is 0.26...0.35 m at the distance between rows of the operating elements in the longitudinal direction 0.45...0.55 m.

chisel deep-tiller, soil deformation area, additional deformers, chisel blade with straight leg

Одержано (Received) 06.12.2019

Прорецензовано (Reviewed) 17.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

А.Ю. Лисих, канд. техн. наук, В.Л. Будуров, ст. викл.

Первомайська філія НУК ім. адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна

e-mail: snezanad256@gmail.com

Експериментальне дослідження залежності стійкості інструменту від інтенсивності охолодження і режимів різання

У статті представлено експериментальне дослідження залежності стійкості інструмента від кількості мастильно-охолоджувальної рідини і витрат потужності при свердлінні свердлами зі змінними багатограними пластинами, що дозволить збільшити період стійкості і зменшити витрати потужності при використанні багатограних змінних пластин.

період стійкості, подача інструменту, число обертів, діаметр, матеріал змінних пластин, мастильно-охолоджувальна рідина

А.Ю. Лысых, канд. техн. наук, В.Л. Будуров, ст. препод.

Первомайский филиал НУК им. адмирала Макарова, г. Первомайск, Украина

Экспериментальное исследование зависимости стойкости инструмента от интенсивности охлаждения и режимов резания

В статье представлено экспериментальное исследование зависимости периода стойкости от расхода смазочно-охлаждающей жидкости и затрачиваемой мощности при сверлении сверлами с сменными многогранными пластинами, что позволит увеличить период стойкости и уменьшить затрачиваемую мощность при использовании многогранных сменных пластин.

период стойкости, подача инструмента, число оборотов, диаметр, материал сменных пластин, смазочно-охлаждающая жидкость

Постановка проблеми. Свердління призначено для одержання в суцільному металі глухих та наскрізних отворів, що відповідають 11-14 квалітетам точності, шорсткості $R_a50 \dots R_a12,5$ і відрізняються:

- зміною швидкості різання по довжині різальної кромки від 0 до $V_{\max}$;
- утруднення видаленням стружки;
- низькою жорсткістю інструменту.

У процесі свердління конструкційних матеріалів інструмент знаходиться під дією значних осевих стискових сил P_0 та крутного моменту $M_{кр}$. Ці фактори лімітують обрані режими різання і є основними при розгляді комплексу обмежень у завданні оптимізації [1, с.59].

Здатність різального інструменту зберігати працездатність називається стійкістю, а час, протягом якого це відбувається, – періодом стійкості [2, с.117].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз останніх досліджень показав, що при свердлінні отворів свердлами зі змінними багатограними пластинками стійкість інструменту в великою мірою залежить від інтенсивності охолодження в зоні різання [3, с.47], [4, с.62].

Визначення необхідної кількості охолоджувальної рідини дає можливість збільшення стійкості ріжучого інструменту.

Постановка завдання. Метою роботи є експериментальні дослідження щодо необхідної кількості охолоджувальної рідини для забезпечення максимальної стійкості інструмента, що дозволить зменшити витрати на інструмент і зменшити собівартість виготовленої продукції. При цьому необхідно формування технічних обмежень:

- 1) обмеження відносно різальних можливостей (швидкості різання) інструменту;
- 2) обмеження відносно потужності верстата;
- 3) обмеження відносно міцності механізму подачі верстата;
- 4) обмеження відносно міцності інструмента;
- 5) обмеження відносно жорсткості інструмента;
- 6) обмеження, що визначаються кінематикою верстата.

Для більшості виробничих ситуацій, коли в розрахунках використовуються значення економічних періодів стійкості інструменту, як цільову функцію слід вибирати найменший основний час t_0 . Визначається t_0 за формулою [1, с.61]:

$$t_0 = \frac{L}{n \cdot S_0}, \quad (1)$$

де L – глибина отвору, мм;

n – число обертів в хвилину, хв.⁻¹;

S_0 – подача за один оберт, мм/об.

Залежність періоду стійкості від швидкості різання описують ступеневою функцією [2, с.118]:

$$T = \frac{C_1}{V^m}, \quad (2)$$

де T – стійкість інструмента;

m – показник відносної стійкості, який характеризує вплив швидкості на стійкість інструменту для сплавів групи ТК $m=0,2...0,33$; для сплавів ВК $m=0,2...0,4$; швидкорізальних сталей $m=0,1...0,33$ [2, с.119];

C_1 – постійна величина, яка залежить від умов обробки;

V – швидкість різання мм/хв.

Виклад основного матеріалу. Експеримент проводився на верстаті Оброблювальний Центр SPACE TURN LB 3000EX фірми ORUMA. В якості ріжучого інструменту було використано свердла зі змінними пластинами наступних діаметрів Ø20, Ø24, Ø28 фірми SEKO [5, с.29], [6, с.35], [7, с.42].

В якості охолоджувальної рідини була використана водяна мастильно-охолоджувальна рідина Аквол -6,5 -20% емульсія, яка аналогічна зарубіжним маркам (Кастрол – Німеччина, Цінціннаті – США, Нідерланди) [8, с.146], [9, с.51].

Для заміру витрат охолоджувальної рідини використано водомір, який вмонтований в систему подачі охолоджувальної рідини і секундомір для фіксування часу періоду стійкості.

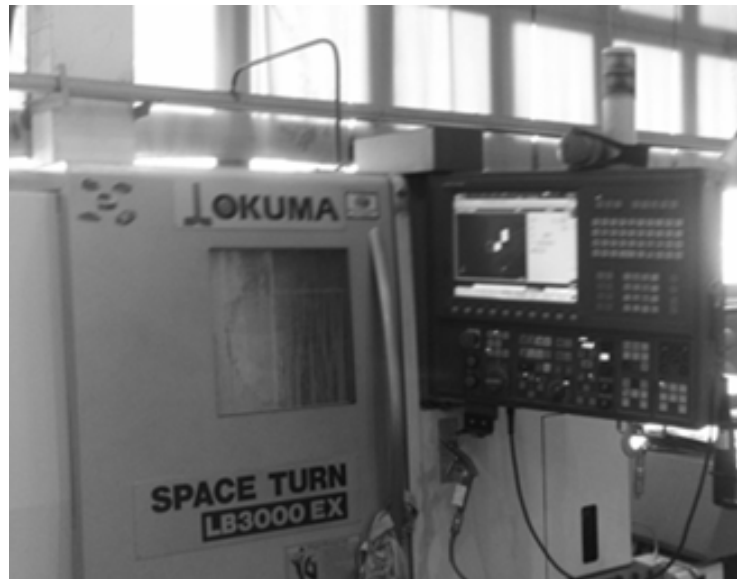


Рисунок 1 – Верстат – Оброблювальний Центр SPACE TURN LB 3000EX



Рисунок 2 – Свердло зі швидкозмінними пластинами
Джерело: [5, 6, 7]

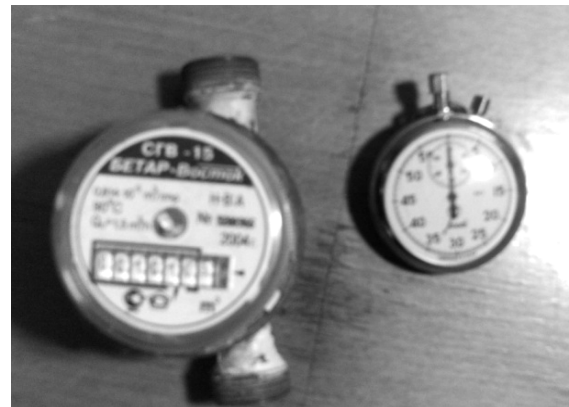


Рисунок 3 – Лічильник води і секундомір

Проведено 10^{ти} разове вимірювання витрат охолодженої рідини і періоду стійкості, а також потужності за кожним з режимів різання і проведений розрахунок середнього значення. Розрахунки були виконані за нижче вказаними формулами і представлені в табличному варіанті.

Подача інструменту визначається із залежності [10, с.8]:

$$S_0 = C_s \cdot d^{Z_s}, \quad (3)$$

де C_s і Z_s – показники оброблюваного матеріалу [10, с.18].

Частота обертання шпинделя визначаємо з залежності [10, с.8]:

$$n = \frac{C_v \cdot \left(\frac{K_{HBv}}{HB} \right)^{Z_v}}{d}, \quad (4)$$

де C_v , Z_v і K_{HBv} – показники оброблюваного матеріалу [10, с.18].

Швидкість різання визначаємо за формулою:

$$V_m = \frac{\pi d n}{1000}, \quad (5)$$

де d – діаметр свердла в мм.

Таблиця 1 – Показники оброблюваного матеріалу

Оброблюваний матеріал	C_s	Z_s	C_v	Z_v	K_{HBv}
Сталь конструкційна легована 40ХФА	0,011	0,75	63600	0,34	130
Сталь корозійностійка 03Х18Н11	0,014	0,66	54060	1,34	210
Чавун сірий СЧ25	0,005	1/0	51830	1,23	265

Джерело: розроблено автором

Результати вимірювань занесені до табл. 2.

Таблиця 2 – Результати вимірювання

Діаметр свердла d мм	Подача S_0 мм/об.		Швидкість V мм/хв.		Оберти n хв. ⁻¹		Кількість витраченого МОР л./хв.		Період стійкості T , хв.		Витрачена потужність N , кВт.	
1	2		3		4		5		6		7	
	S_1	S_2	V_1	V_2	n_1	n_2	g_1	g_2	T_1	T_2	N_1	N_2
Ø20	0,12	0,28	175	226	2800	3600	10	32	129	123	9	21
Ø22	0,14	0,32	155	199	2060	2650	13	38	132	126	15	34
Ø28	0,16	0,36	138	176	1570	2010	15	45	135	129	23,5	52,9

Джерело: розроблено автором

Приводимо графік витрат мастильно-охолоджувальної рідини і графік залежності витрат потужності від діаметра свердла і подачі.

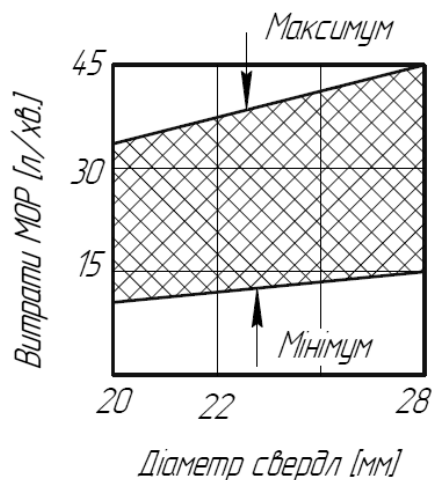


Рисунок 4 Витрати мастильно-охолоджувальної рідини
Джерело: розроблено автором

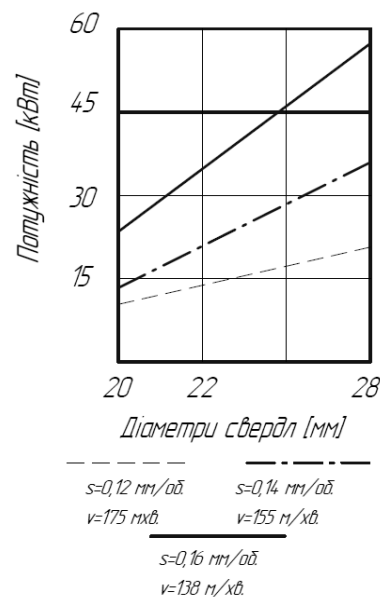


Рисунок 5 Графік залежності витрат потужності від діаметра свердла і подачі
Джерело: розроблено автором

Висновок. Проведені експериментальні дослідження показали, що завдяки подачі мастильно-охолоджувальної рідини в зону різання зменшується коефіцієнт тертя і зменшується температура в зоні різання за рахунок чого збільшується період стійкості інструменту. Також встановлено, що при збільшенні подачі і швидкості різання зменшується період стійкості і збільшуються витрати потужності.

Список літератури

1. Дідик Р.П., Зіль В.В., Пацера С.Т. Розрахункові операції режимів механічної обробки матеріалів: точіння, свердління, зенкерування, розгортання: навч. посіб.. Дніпропетровськ: НГУ, 2013. 196 с.
2. Виговський Г.М. Теорія різання: навч. посіб.. Житомир: ЖДТУ, 2006. 250 с.
3. Григурко І.О. Технологія обробки типових деталей та складання машин: навч. посіб.. Первомайськ: ППІ НУК, 2014. 72 с.
4. Островерх Є.В. Інструментальне забезпечення технологічних процесів оброблення матеріалів у машинобудуванні: навч. посіб.. Харків: НТУ «ХПІ», 2019. 270 с.
5. Каталог ріжучого інструменту 2019 URL: [http:// www.secotools.com](http://www.secotools.com) (дата звернення 12.09.2019)
6. Каталог ріжучого інструменту 2015 URL: [http:// www.widia.com](http://www.widia.com) (дата звернення 24.09.2019)
7. Каталог ріжучого інструменту URL: [http:// www.taegutec.com](http://www.taegutec.com) (дата звернення 18.09.2019)
8. Безязычный В.Ф., Аверьянов И.Н., Кордюков А.В. Расчет режимов резания: учеб. пособ.. Рыбинск: РГАТА, 2009, 183 с.
9. Смазочно-охлаждающие технологические средства и их применение при обработке резанием: справочник / Л.В. Худобин, А.П. Бабичев, Е.М. Булышев и др. Москва: Машиностроение, 2006. 544 с.
10. Даниленко Б.Д., Зубков Н.Н. Выбор режимов резания (свердление, зенкерование, развертывание): учеб. пособ.. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, 102 с.

References

1. Didyk, R., Zil, V. & Patsera, S. (2013). *Rozrakhunkovi operatsii rezhimiv mekhanichnoi obrobky materialiv: tochinna, sverdlinniia, zenkeruvannia, rozhortannia* [Settlement operations of the modes of

- machining of materials: turning, to drilling, coredrillings, expansion*]. Dnipropetrovsk: NHU [in Ukrainian].
2. Vihovskiy, H. (2006). *Teoriia rizannia [Theory of cutting]*. Zhytomyr: ZhtSU [in Ukrainian].
 3. Hryhurko, I. (2014). *Tekhnolohiia obrobky typovykh detalei ta skladannia mashin [Technology of processing of standard details and acceptance of machines]*. Pervomaik: PerSU [in Ukrainian].
 4. Ostroverkh, Ye. (2019). *Instrumentalne zabezpechennia tekhnolohichnykh protsesiv obroblennia materialiv u mashinobuduvanni [Tool ensuring technological processing of materials in mechanical engineering]*. Kharkiv: KhSU [in Ukrainian].
 5. Kataloh rizhuchoho instrumentu [The catalog of the cutting tool]. (2019). www.secotools.com. Retrieved from <http://www.secotools.com> [in Ukrainian].
 6. Kataloh rizhuchoho instrumentu [The catalog of the cutting tool] (2015). www.widia.com. Retrieved from <http://www.widia.com> [in Ukrainian].
 7. Kataloh rizhuchoho instrumentu [The catalog of the cutting tool] (2019). www.taegutec.com. Retrieved from <http://www.taegutec.com> [in Ukrainian].
 8. Beziachnyi, V., Averianov, I. & Kordiukov, A. (2009) *Raschet rezhimov rezaniia [Calculation of cutting conditions]*. Rybinsk: RHATA [in Russian].
 9. Khydobin, L., Babichev, A. & Buiyshev, Ye. (2006) *Smazочно-okhlazhdaiushchie sredstva I ikh primenenie pri obrabotke rezaniem [Lubricating and cooling technological means and their application during cutting processing]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
 10. Danilenko, B. & Zubkov, N. (2005). *Vybor rezhimov rezaniia [Choice of cutting modes]*. Moscow: MHTU [in Russian].

Alla Lisikh, PhD. tech. sci., **Bydyrov Vasiliy**, Senior coordinator

Pervomaysky branch of the Mykolaiv university of shipbuilding of the name of admiral Makarov, Pervomaysk, Ukraine

Experimental Researches of Dependence of Stability of the Tool on Intensity of Cooling and Modes of Cutting

It is presented in article experimental researches of the period of stability of variable many-sided plates of the cutting tool and power when drilling from intensity of cooling in a cutting zone. Such analysis is necessary for improvement of metal working of new structural materials and is of scientific and practical interest.

The purpose of work is experimental researches on necessary amount of cooling liquid for ensuring the maximum stability of the tool that will allow to reduce expenses on the tool and will reduce prime cost of the manufactured products.

The research concerning determination of necessary amount of cooling liquid for ensuring the maximum stability of the tool and also reduction power expenses is conducted. The experiment was conducted on the machine the processed center SPACE TURN LB 3000EX of Oruma to which the hydrometer in the system of supply of cooling liquid and a stop watch for fixation of time of measurement was built in. As the cutting tool it was used drills with replaceable plates of the following diameters of Ø20, Ø24, Ø28 of SEKO. As cooling liquid Akvol cooling liquid which similar to foreign brands was used. It is carried out to 10 single measurements of a consumption of cooling liquid and the period of stability and also capacities behind each of the modes it is sharp and calculation of average value is carried out.

Results of a research are given in a type of graphic dependences that is confirmed by work conclusions. The analysis of the received results is made.

Experimental researches are conducted showed that thanks to supply lubricant cooling liquid in a zone of cutting the coefficient of friction decreases and temperature in a cutting zone at the expense of what decreases the stability period to the tool increases. It is also established that at increase in giving of the tool and speed of cutting the period of stability decreases and increases power expenses. Practical application of these experimental researches will allow to reduce expenses on the tool and to reduce prime cost of the manufactured products.

stability period, giving of the tool, number turns, diameter, material of variable plates, lubricant cooling liquid

Одержано (Received) 21.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 04.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.362.32 2

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.147-154>

П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, **Р.В. Кісільов**, канд. техн. наук, **О.Р. Лузан**, канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: luzanpg@gmail.com

Обґрунтування параметрів решета з щілинами непостійного розміру

На основі елементів теорії ймовірності розроблена математична модель процесу сепарації зернових сумішей на решетах з щілинами непостійного розміру. Виконано обґрунтування параметрів запропонованих решіт залежно від заданого питомого навантаження і необхідної ефективності сепарації. Встановлені аналітичні зв'язки технологічних характеристик процесу сепарації і конструктивних параметрів решета. Запропоновано методику визначення швидкості руху, необхідної довжини решета та коефіцієнта приведення, який враховує розмірну характеристику зернового матеріалу.

решето, очищення зерна, зерноочисна машина, ефективність сепарації

П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, **Р.В. Кисильов**, канд. техн. наук, **О.Р. Лузан**, канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницкий, Украина

Обоснование основных параметров решета со щелями непостоянного размера

На основе элементов теории вероятности разработана математическая модель процесса сепарации зерновых смесей на решетах со щелями непостоянного размера. Выполнено обоснование параметров решет в зависимости от заданной удельной нагрузки и необходимой эффективности сепарации. Установлены аналитические связи технологических характеристик процесса сепарации и конструктивных параметров решета. Предложена методика определения скорости движения, необходимой длины решета и коэффициента приведения, который учитывает размерную характеристику зернового материала.

решето, очистка зерна, зерноочистительная машина, эффективность сепарации

Постановка проблеми. Післязбиральний обробіток є найбільш енергоємним процесом у виробництві зерна, тому актуальним є вирішення задачі зменшення енергетичних витрат машин для його очищення.

Якщо врахувати, що у 2018 році Україна подолати історичний рубіж виробництва зерна понад 70 млн. тонн [1], то навіть незначне зменшення витрат на його очищення, дозволить отримати значний економічний ефект. Проблема зумовлена тим, що решета, які використовуються в зерноочисних машинах забиваються частинками, що мають розміри, близькі до розмірів щілин решета [2, 3]. Для їх очищення встановлюють додаткові пристрої, які суттєво ускладнюють конструкцію зерноочисних машин і значно збільшують енергетичні витрати.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для забезпечення сталого розвитку сільськогосподарського виробництва впроваджено нові технології вирощування зернових культур [4]. Враховуючи їх різноманітність за фізико-механічними та іншими властивостями розроблено відповідні зерноочисні машини. На основі проведених теоретичних досліджень [5-8] створено велику групу зерноочисних машин з використанням вібрації, де вона сприяє як переміщенню зернового матеріалу по решету, проходженню його крізь щілини і очищенню решета від частинок, які в ньому застрягли. В роботах [9, 10] теоретично обґрунтовано рух зернових матеріалів по шорстких поверхнях сільськогосподарських машин, та створено математичні моделі їх руху по різних типах решіт [11-13], однак проблема очищення решіт в машинах, створених на основі таких досліджень, вирішена не повністю.

На основі принципів побудови моделі ідеального сепаратора, яку запропонував М.Є. Авдєєв, було створено ряд конструкцій решіт, які забезпечують їх самоочищення. Складність та значні витрати на виготовлення не забезпечують економічної ефективності впровадження таких решіт у виробництво [14].

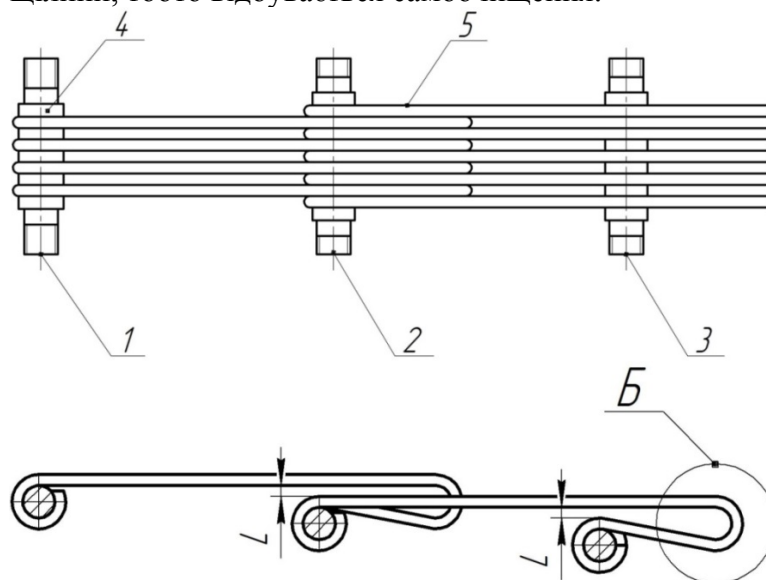
Завдяки ідеї моделі ідеального сепаратора на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Центральноукраїнського національного технічного університету було розроблено нову конструкцію решіт [15] та теоретично обґрунтовано їх параметри [16]. Запропоновані решета задовільно очищують зернові суміші, однак в існуючих конструкція зерноочисних машин застосувати їх практично не можливо.

При використанні таких решіт дуже важко досягти заданої якості розділення, так як величина розхилу стержнів не є сталою величиною. Тому розробка і обґрунтування параметрів нових решіт для зерноочисних машин із забезпеченням їх самоочищення є актуальною задачею.

Постановка завдання. Таким чином, метою роботи є розробка конструкції решета з щілинами непостійного розміру. Виконати обґрунтування параметрів запропонованого решета залежно від заданого питомого навантаження і необхідної ефективності сепарації. Установити аналітичні зв'язки технологічних характеристик процесу сепарації і конструктивних параметрів решета.

Виклад основного матеріалу. Запропоноване решето виконане з набору повздовжніх стержнів, між якими утворюються щілини непостійного розміру (рис. 1), а розширення L обмежується відповідними осями не більше заданої величини.

Частки з розмірами близькими до розмірів щілин, які в традиційних решетах застрягають, завдяки тому, що під дією ваги оброблюваного матеріалу повздовжні стержні хаотично прогинаються в місці згину B і величина щілини збільшується, проходять крізь щілини, тобто відбувається самоочищення.



1, 2, 3 – осі; 4 – калібрувальні шайби; 5 – стержні

Рисунок 1 – Схема решета з щілинами непостійного розміру

Джерело :розроблено авторами

Математичну модель процесу сепарації виконаємо на основі елементів теорії ймовірності, для чого розглянемо рух часток по ділянці решета із двох стержнів, параметрами якого є S , b_0 , b_k , α , T – відповідно довжина решета; початкова і кінцева

ширина щілин; кут, який визначає розхил стержнів у поперечному перерізі; крок розташування стержнів. Прийmemo припущення, що частки мають вигляд кулі і рухаються по решету з постійною швидкістю та не відриваються від нього, причому вони переміщуються пошарово, а їх переміщення між сусідніми елементарними шарами відсутнє. Якщо частинка із нижнього шару проходить в щілину, то її місце послідовно заповнюється часткою із верхнього шару (рис. 2).

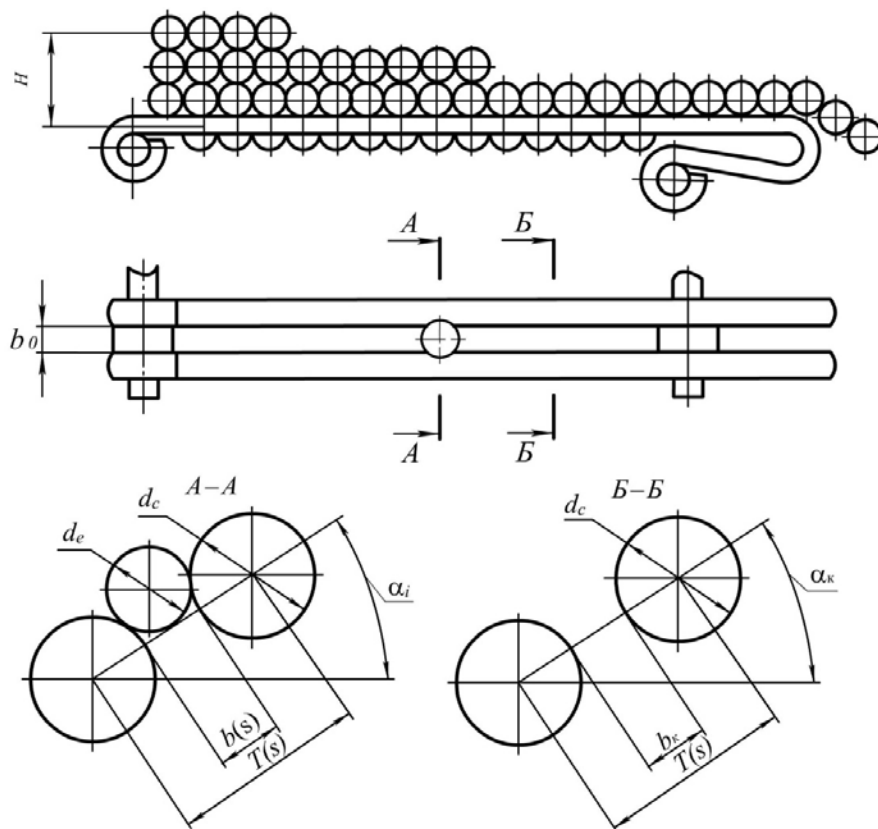


Рисунок 2 – Схема до обґрунтування математичної моделі процесу сепарації

Джерело :розроблено авторами

Розглянемо решето, що складається з однієї щілини шириною T , по якій рухається зерно шаром висотою

$$H = \frac{q_b}{\rho \cdot V}, \quad (1)$$

де q_b – питоме навантаження;

ρ – об'ємна маса зерна;

V – швидкість руху зерна.

Для визначення ймовірності виділення часток зерна припустимо, що зернова суміш складається із часток однакового діаметру d_e , а ймовірність їх положення в будь-якій ділянці решета однакова, тоді кількість елементарних шарів частинок діаметром d_e на поверхні решета – $n = H/d_e$.

Процес сепарації можна розглядати як складний випадок, який включає три прості: центр маси частки виявиться над площиною щілини; може пройти через щілину; щілина вільна від не просіяних крізь неї часток з нижніх елементарних шарів.

Перший випадок може відбутися за умови

$$P_1^i = \frac{b(s)_i}{T(s)_i}, \quad (2)$$

де $b(s)_i$ – розрахункова ширина щілини на довжині щілини S_i , тобто $b(s)_i = T(s)_i / \cos \alpha_i - d_c$; $T(s)$ – крок між стержнями, $T(s) = b(s) + d_c$; α_i – кут розхилу стержнів, (рис. 3).

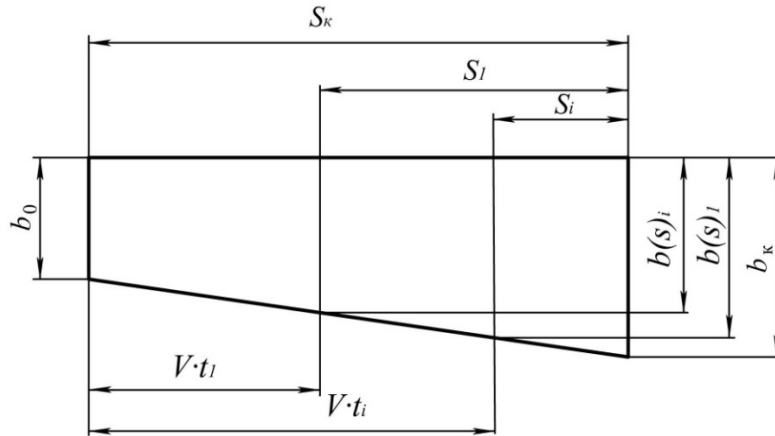


Рисунок 3 – Схема до визначення ширини щілини решета непостійного розміру
Джерело :розроблено авторами

Другий випадок можливий тоді, коли розмір зерна менший за розмір щілини.

$$P_2^i = \frac{b(s)_i - \frac{2}{\pi} \cdot d_e}{b(s)_i}. \quad (3)$$

Якщо частки із шарів, що розташовані нижче виділились, то складуться умови для виділення верхньої частки.

$$P_3^i = \prod_{a=1}^{i-1} P_2^a. \quad (4)$$

Загальна ймовірність того, що частка виділиться $P^i = P_1^i \cdot P_2^i \cdot P_3^i$.

Якщо врахувати попередні зауваження, то отримаємо

$$P^i = \frac{1}{T} \prod_{a=1}^i (b(s)_i - \frac{2d_e}{\pi}) \{ \prod_{a=1}^{i-1} (b(s)_a) \}^{-1}. \quad (5)$$

Із аналізу рівняння (5) видно, що визначення ймовірності виділення часток звелось до визначення розрахункової ширини щілини для кожного із елементарних шарів. Виділення часток із першого шару відбудеться через час t , після того як забезпечаться умови їх проходження. Так як частки проходять крізь щілини решета під дією сили тяжіння, то $t = \sqrt{2 \cdot d_e / g}$, а для i -того елементарного шару $t_i = \sqrt{2 \cdot i \cdot d_e / g}$.

Якщо проаналізувати процес проходження часток, то з першого шару пройдуть крізь щілину тільки ті, для яких відбулися умови виділення на певній довжині щілини $S_1 \leq (S_k - V \cdot t_1)$. Тоді для першого шару значення $b(s)_1$ визначиться як $b(s)_1 = b_0 + 2(b_k - b_0) \cdot V \cdot t_1$, а для часток i -того шару

$$b(s)_i = b_0 + 2(b_k - b_0) \cdot V \cdot \sqrt{2 \cdot i \cdot d_e / g}. \quad (6)$$

Наведені рівняння дають можливість визначити умови проходження тільки однакових за розмірами часток, врахувати розмірну характеристику зернової суміші в даній моделі неможливо. Для урахування розмірної характеристики зернової суміші введемо коефіцієнт χ , відношення середнього розміру щілини решета b_{cp} до відхилення C_{cp} від неї відповідних розмірів часток

$$\chi = b_{cp} / C_{cp}, \quad (7)$$

де C_{cp} – середньостатистичний розмір часток, $C_{cp} = \frac{\sum C_i \cdot a_i}{\sum a_i}$.

$$P^i = \frac{1}{T} \prod_{a=1}^i (b(s)_i - \frac{2\chi d_e}{\pi}) \{ \prod_{a=1}^{i-1} (b(s)_a) \}^{-1}. \quad (8)$$

Ступінь розділення оброблюваного матеріалу

$$\varepsilon = 1 - e^{-\mu S}, \quad (9)$$

де μ – коефіцієнт сепарації.

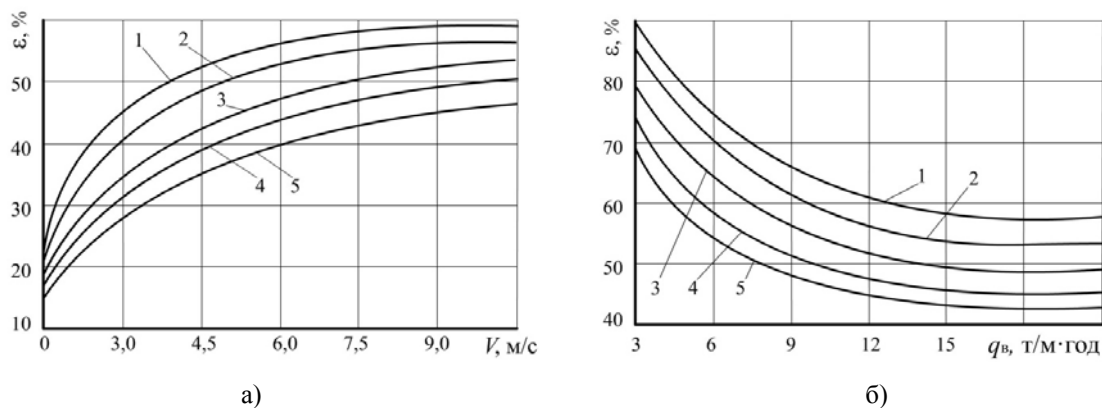
$$\mu = \frac{P^i}{V \cdot t_i}. \quad (10)$$

З урахуванням формули (9) довжина решета

$$S = \frac{1}{\mu} \ln\left(\frac{1}{1 - \varepsilon}\right). \quad (11)$$

Сумісне рішення рівнянь (1), (7), (8), (10), (11) дозволяє визначити необхідні параметри решета з щілинами непостійного розміру.

Аналіз графічних залежностей, виконаних при $q_a = 6,2$ т/м·год, $f = 0,3$, $\gamma = 750$ кг/м³, $b_0 = 2,0$ мм, $b_k = 2,2$ мм, $d_e = 1,5$ мм, $V_0 = 3,8$ м/с; $\Theta_0 = 0$ град., масовій долі кожного компонента 20% (рис. 4а) показує, що із зміною початкової швидкості повнота виділення часток різних розмірів відбувається по-різному. При збільшенні швидкості ефективність виділення часток всіх розмірів спочатку збільшується, а потім зменшується. Збільшення швидкості сприяє розтягуванню шару зерна, що зменшує його висоту. При збільшенні питомого навантаження повнота виділення різних компонентів зменшується (рис. 4, б).



1 – $d_e = 1,2$ мм; 2 – $d_e = 1,5$ мм; 3 – $d_e = 1,7$ мм; 4 – $d_e = 1,8$ мм; 5 – $d_e = 2,0$ мм

Рисунок 4 – Залежність повноти виділення компонентів від швидкості руху часток а) і питомого навантаження б)

Джерело :розроблено авторами

Висновки. Встановлено, що застосуванням в зерноочисних машинах решіт з щілинами непостійного розміру можна досягти значного зменшення енергетичних витрат на процес сепарації і забезпечити їх самоочищення без застосування додаткових пристроїв. Теоретично обґрунтовано аналітичні зв'язки технологічних характеристик процесу сепарації зерна і конструктивних параметрів решета з щілинами непостійного розміру. На основі елементів теорії ймовірності виконано обґрунтування параметрів запропонованого решета залежно від заданого питомого навантаження і необхідної ефективності сепарації.

Випробування показали, що такі решета дозволяють зменшити металоємність зерноочисних машин на 12-14 %, а якість очищення підвищити 10-12%.

Список літератури

1. Держстат підтвердив урожай зернових на рівні 70 млн. тонн – Мінагропрод. InterFax – Україна. Інформаційне агентство: веб-сайт. URL: <https://ua.interfax.com.ua/news/economic/575736.html> (дата звернення: 22.06.2019).
2. Сало В.М., Лузан П.Г., Богатирьов Д.В. Технічне забезпечення підготовки зерна до зберігання: монографія. Кіровоград: СПД ФО Лисенко В.Ф., 2014, 148 с.
3. Завгородний А.И. Дюндик СМ., Романов В.А. О влиянии рабочих органов очистителей на пропускную способность решёт. *Сборник научных трудов Харьковского государственного аграрного университета. Технология производства и конструирование сельскохозяйственных машин.* 1997. Вип. 38. 70-78.
4. Шмат С.І., Лузан П.Г. Ресурсозберігаючі технології вирощування сільськогосподарських культур. *Міжвідомчий тематичний науковий збірник. Механізація та електрифікація сільського господарства.* 2010. Вип. 94. С. 126–133.
5. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. Виброрешетная сепарация зерновых смесей. Харків: Міськдрук, 2011. 280 с.
6. Котов Б.І. Деревенько І.А. Степаненко С.П. Дослідження ефективності сепарації зернових матеріалів на ступінчасто-конічному решеті вібровідцентрових машин. *Вібрації в техніці та технологіях.* 2017. № 2 (85). С. 99-102.
7. Kyurchev S., Kolodiy A. Analysis of existing methods and means for the separation of seeds. *Motrol. Commission of motorization and energetic in agriculture.* 2013. Vol. 15, №2. P. 197-204.
8. Dudarev I., Kirchuk R. (2017), Simulation of bulk materials separation process in spiral separator. *INMATEH – Agricultural Engineering.* Vol. 53, no. 3. pp. 57-64.
9. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Киев: Изд-во УСХА, 1960. 283 с.
10. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики: практ. пособие. Киев: Изд-во УСХА, 1992. 512 с.
11. Бакум М.В., Ольшанський В.П., Крекот М.М. Закономірності руху часток в квазі горизонтальному каналі. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.* 2014. Вип. 148. С. 90-97.
12. Завгородний А.И., Обыхвост А.В. К исследованию движения частиц округлой формы по рабочим поверхностям машин. *Зб. наук. пр. Полтавського національного технічного університету ім. Ю. Кондратюка. Динаміка та міцність машин, будівель і споруд.* 2009. №25, т. 3. С. 119-125
13. Математична модель руху зернової суміші в циліндричному решеті, що обертається навколо осі / М.М. Наumenко, С.П. Сокол, Д.В. Філіпенко, В.О. Гурідова. *Геотехнічна механіка: міжвід. зб. наук. праць.* Дніпропетровськ: ІГТМ НАНУ, 2017. Вип. 133. С. 250-256.
14. Авдеев Н.Е. Новый принцип сепарирования зернистых материалов. *Механизация и электрификация сельского хозяйства.* 1987. №10. С. 24-27.
15. Решітний сепаратор: пат. № 29822 Україна: МПК В07В 13/04 № 97073883; заявл. 22.07.97; опубл. 15.11.2000, Бюл. №8.
16. Лузан П.Г., Лузан О.Р., Петренко Д.І. Обґрунтування параметрів решета для сепарації зерна. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоград. нац. техн. ун-ту.* 2016. Вип. 29. С. 46-53.

References

1. Derzhstat pidtverdyv urozhai zernovykh na rivni 70 mln. tonn – Minahroprod. (2019) [Gosstat has confirmed the harvest of grain at the level of 70 million tons - Minagroprod]. InterFax – Ukraina. Informatsiine ahentstvo: veb-sait. URL: <https://ua.interfax.com.ua/news/economic/575736.html> [Ukrainian].
2. Salo, V.M., Luzan, P.H. & Bohatyrov, D.V. (2014). *Tekhnichne zabezpechennia pidhotovky zerna do zberihannia: monohrafiia [Technical support for preparing grain for storage]*. Kirovohrad: SPD FO Lysenko V.F. [in Ukrainian].
3. Zavhorodnyi, A.Y. Diundyk, S.M. & Romanov, V.A. (1997) O vlianyy rabochykh orhanov ochystytelei na propusknuiu sposobnost reshyt [On the influence of the working bodies of cleaners on throughput capacity]. *Sbornyk nauchnykh trudov Kharkovskoho hosudarstvennoho ahrarnoho unyversyteta. Tekhnolohiya proyzvodstva y konstruirovanye selskokhoziaistvennykh mashyn, Vol. 38, 70-78* [in Russian].
4. Shmat, S.I. & Luzan, P.H. (2010) Resursozberihaiuchi tekhnolohii vyroshchuvannia silskohospodarskykh kultur. [Surso-growing technologies for growing crops]. *Mizhvidomchyi tematychnyi naukovyi zbirnyk. Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva, Vol. 94, 126-133*. [in Ukrainian].
5. Tyshchenko, L.N., Olshanskyi, V.P. & Olshanskyi, S.V. (2011). *Vybreshetnaia separatsiia zernovykh smesi [Vibration sieve separation of grain mixtures]*. Kharkiv: Miskdruk [in Russian].
6. Kotov, B.I., Derevenko, I.A. & Stepanenko, S.P. (2017). Doslidzhennia efektyvnosti separatsii zernovykh materialiv na stupinchasto-konichnomu resheti vibrovidtsentrovnykh mashyn [Investigation of the efficiency of separation of grain materials on the step-conical grid of vibrocentric machines]. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh, Vol. 2(85), 99-102*. [in Ukrainian].
7. Kyurchev, S. & Kolodiy, A. (2013). Analysis of existing methods and means for the separation of seeds. *Motrol. Commission of motorization and energetic in agriculture. Vol. 15, 2, 197-204*. [in English].
8. Dudarev, I. & Kirchuk, R. (2017). Simulation of bulk materials separation process in spiral separator. *INMATEH – Agricultural Engineering, Vol. 53, 3, 57-64*. [in English].
9. Vasylenko, P.M. (1960). *Teoriia dvizheniya chastytsy po sherokhovatym poverkhnostiam selskokhoziaistvennykh mashyn [The theory of motion of a particle on rough surfaces of agricultural machines]*. Kiyv: Yzdatelstvo USKhA [in Russian].
10. Zayka P.M. (1992). *Yzbrannye zadachy zemledelcheskoi mekhaniky [Selected tasks of agricultural mechanics]*. Kiyv: Yzdatelstvo USKhA. [in Russian].
11. Bakum, M.V., Olshanskyi, V.P. & Krekot, M.M. (2014). Zakonomirnosti rukhu chastok v kvazi horyzontalnomu kanali [Patterns of motion of particles in a quasi horizontal channel]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka. Vol. 148, 90-97*. [in Ukrainian].
12. Zavhorodnyi, A.Y. & Obykhvost, A.V. (2009). K yssledovaniyu dvizheniya chastyts okruzhloi formy po rabochym poverkhnostiam mashyn [To study the movement of particles of rounded shape on the working surfaces of machines]. *Zbirnyk naukovykh prats Poltavskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu im. Yu. Kondratiuka. Dynamika ta mitsnist mashyn, budivel i sporud, Vol.25, 3, 119-125*. [in Russian].
13. Naumenko, M.M., Sokol, S.P., Filipenko, D.V. & Huridova, V.O. (2017). Matematychna model rukhu zernovoi sumishi v tsylindrychnomu resheti, shcho obertaietsia navkolo osi [Mathematical model of motion of a grain mixture in a cylindrical grid rotating around the axis]. *Heotekhnichna mekhanika: Mizhvidomchyi zbirnyk naukovykh prats, Vol. 133, 250-256*. [in Ukrainian].
14. Avdeev, N.E. (1987). Novyi pryntsyyp sepyaryrovannia zernistykh materyalov [The new principle of separation of granular materials]. *Mekhanizatsiia y elektryfikatsiia selskoho khoziaistva. Vol. 10, 24-27*. [in Russian].
15. Reshitnyi separator (2000). [Lattice Separator]: pat. № 29822 Ukraina: MPK V07V 13/04 № 97073883; zaiavl. 22.07.97; opubl. 15.11.2000, Vol. 8. [in Ukrainian].
16. Luzan, P.H., Luzan, O.R. & Petrenko, D.I. (2016) Obgruntuvannia parametriv resheta dlia separatsii zerna [Substantiation of the sieve parameters for grain separation]. *Zbirnyk naukovykh prats Kirovohradskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia, Vol. 29, 46-53*. [in Ukrainian].

Petro Luzan, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Ruslan Kisilyov**, PhD tech. sci., **Olena Luzan**, PhD tech. sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Substantiation of Sieve Parameters with Slits of Unstable Size

The purpose of the work is to develop a design of a sieve with slits of unstable size for the separation of grain mixtures, the justification of its parameters depending on the given specific load and the necessary separation efficiency and the establishment of analytical connections of the technological characteristics of the separation process with the structural parameters of the sieve.

In the work on the basis of the elements of probability theory a mathematical model of separation of grain mixtures on the sieve with slits of non-constant size is developed. The justification of the parameters of the proposed grids is performed depending on the given specific load and the required separation efficiency. Analytical relations of technological characteristics of the separation process and structural parameters of the sieve are established. The method of determining the speed of movement, the required length of the sieve and the coefficient of reduction, which takes into account the dimensional characteristic of the grain material, is proposed. With the increase in the velocity of grain, the completeness of the selection of particles of different sizes occurs in different ways. With an increase in the speed of the grain mixture, the efficiency of the selection of particles of all sizes initially increases. This is due to the fact that the increase in speed contributes to the stretching of the layer of grain mixture and its height decreases. This improves the completeness of particle separation. Further decreases, because the particles that could stand out, do not have time to move to the slits of the sieve. With an increase in the specific load, the completeness of the selection of particles of all sizes is reduced. Better to separate small particles, therefore, when separating cereal mixtures with high content of large impurities, specific loads need to be reduced

It has been established that using grate-cleaning machines with gratings of non-constant size can achieve a significant reduction of energy costs for the separation process and ensure their self-cleaning without the use of additional devices. The material content of grain cleaning machines created on the basis of such grills is reduced by 10-12% compared to existing machines, and the quality of cleaning is increased by 14-16%.

sieve, grain cleaning, grain cleaning machine, separation efficiency

Одержано (Received) 30.06.2019

Прорецензовано (Reviewed) 10.10.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.539.3 2

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.154-160>

Л.Г. Малай, доц., канд. техн. наук, **В.Ф. Горобец**, доц., канд. техн. наук,
А.Т. Попескул, доц., канд. пед. наук

Государственный аграрный университет Молдовы, Кишинёв, Молдова
e-mail: leondanus@mail.ru, gorobet@uasm.md, popescula@mail.ru

Восстановление подшипниковых узлов скольжения полиамидоэпоксидными композиционными материалами

Целью работы является изучение трибологического поведения полиамидоэпоксидных композиционных материалов (ПЭКМ), в зависимости от концентрации отдельных компонентов. В качестве объекта исследования были выбраны трибологические пары металл-ПЭКМ, наполненные стеклянными микросферами и другими материалами.

базальтовое волокно, коэффициент трения, стеклянные микросферы, дисульфид молибдена, Полиамид-12

© Л.Г. Малай, В.Ф. Горобец, А.Т. Попескул, 2019

Л.Г. Малай, доц., канд. техн. наук, В.Ф. Горобец, доц., канд. техн. наук, А.Т. Попескул, доц., канд. пед. наук
Державний аграрний університет Молдови, Кишинів, Молдова

Відновлення підшипникових вузлів ковзання поліамідопоксидними композиційними матеріалами

Мета роботи полягає у вивченні трибологічної поведінки поліамідопоксидних композиційних матеріалів (ПЕКМ), в залежності від концентрації окремих компонентів. В якості об'єкта досліджень були обрані трибологічні пари метал–ПЕКМ, які наповнені скляними мікросферами та іншими матеріалами.

базальтне волокно, коефіцієнт тертя, скляні мікросфери, дісульфід молібдену, Поліамід–12

Постановка проблеми. Надежность, производительность и конкурентоспособность сельскохозяйственной техники, а также и смежных отраслей, в значительной степени определяется ресурсом подшипниковых узлов скольжения, которые во время эксплуатации, находятся под влиянием множества неблагоприятных факторов таких как: высокое содержание пыли, непогода, колебания температуры, высокая влажность, агрессивная среда, неравномерные нагрузки, механические удары, вибрации и ударные нагрузки, недостаточная смазка и т.д. Поэтому разработка и внедрение новых материалов для восстановления подшипниковых узлов скольжения, способных работать в таких условиях, является достаточно актуальной и представляет интерес для науки и практики в области технического сервиса сельскохозяйственной техники.

Анализ основных исследований и публикаций. Повышение износостойкости трущихся поверхностей деталей машин возможно в результате использования износостойких материалов. Для этого используют сплавы, псевдосплавы, керамические, порошковые материалы, среди которых наиболее перспективными являются композиционные материалы (КМ) [1–5].

Постановка задачи. Исходя с выше изложенного, целью данной работы является разработка и внедрение новых материалов для восстановления подшипниковых узлов скольжения.

Изложение основного материала. Трибологические испытания проводили на универсальном триботестере UMT–2 с использованием специального модуля для пар трения «штифт–диск» (рис. 1). Визуализация и запись результатов исследований осуществляли при помощи специальной программы.



1 – двойной сенсор для силы трения и нагрузки; 2 – система подвески; 3 – фиксатор штифта;
4 – штифт; 5 – диск; 6 – стол–опора для диска

Рисунок 1 – Универсальный триботестер UMT–2 (CETR®, США),
с модулем для пар трения «штифт–диск»

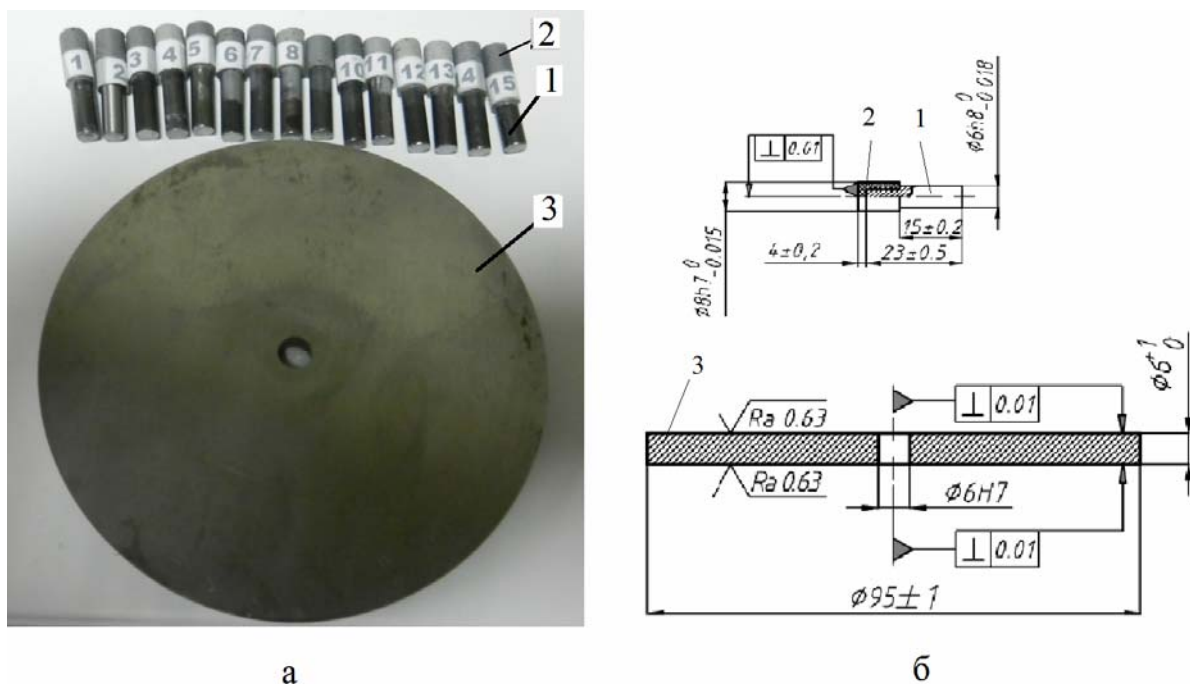
Перед испытанием образцы (штифты с покрытием ПЭКМ) были притерты шлифованием на наждачной бумаге PS22K 120 125мм 241627, с автоматической фиксацией, до достижения наибольшего контакта между штифтом и диском. Перпендикулярность контакта штифта с диском была обеспечена за счет точности расположения поверхностей монтажа образцов и зажимного устройства. Отклонение расположения соответствующих поверхностей не превышает 25% от величины размерного допуска соответствующих поверхностей (рис. 2).

Исследования были проведены при следующих условиях: давление 1 МПа, скорость скольжения 1,5 м/с, в качестве смазки использовали Литол 24.

Для большей достоверности результатов каждый тест был повторён трижды при одинаковых условиях, будучи реализованным на радиусе 40 мм от центра диска до оси образца.

Предложенный композиционный материал, в качестве матрицы содержит: полиамид ПА-12 (ОСТ 6-05-425) – 70% и эпоксидный олигомер П-ЭП. 534 (ТУ 6-10-189-83) – 30%, а в качестве наполнителей: дисульфид молибдена DM-1 (ТУ 48-19-133-90), полые стеклянные микросферы МС-ВП гр. 5-4% и базальтовое волокно [1-5]. Композиционный материал был нанесён методом горячего прессования на один из концов штифтов, изготовленных из обычной углеродистой стали, без термической обработки, которые впоследствии были обработаны на токарном станке [6].

Исследования по оптимизации состава ПЭКМ были проведены с использованием математического планирования экспериментов, а именно 3-х факторного некомпозиционного плана типа Бокса-Бенкина [6-7]. Полученные данные были обработаны с применением программы STATGRAPHICS [8-10].



а – схема; б – размеры пары трения; 1 – штифт; 2 – покрытие ПЭКМ; 3 – диск

Рисунок 2 – Пара трения «штифт-диск»

Источник: разработано авторами

При выборе материалов для ремонта трибологических пар, необходимо чтобы коэффициент трения материалов, которые составляют пару, был наименьшим. Тесты,

проведенные в режиме смазки с ЛИТОЛ 24 на триботестере УМТ-2, показали различное трибологическое поведение ПЭКМ в зависимости от процентного содержания дисульфида молибдена, полых стеклянных микросфер и базальтового микроволокна. Полученные результаты представлены на рисунке 3 и описаны с помощью уравнения регрессии (1), которое в кодированных координатах выражает эволюцию коэффициента трения композиционного материала на обыкновенной углеродистой стали.

$$K=0,157-0,039x_1-0,024x_2-0,017x_3+0,01x_1x_2+0,0075x_1x_3+0,0075x_2x_3+0,002x_1^2+0,012x_2^2+0,019x_3^2 \quad (1)$$

Анализ уравнения (1) визуализируемого на рисунках 3 и 4, показывает, что все факторы вносят вклад в снижение коэффициента трения полиамидэпоксидной композиции со сталью (b_1 , b_2 и b_3 , имеют отрицательные значения). Больше всего влияет на коэффициент трения дисульфид молибдена, затем стеклянные микросферы и, наконец, базальтовое микроволокно ($|b_1| > |b_2| > |b_3|$). Влияние каждого составляющего на коэффициент трения довольно легко проследить на рисунке 4.

Значение оптимального коэффициента трения ($K=0,115$) находится в следующей комбинации уровней факторов влияния:

Оптимальное значение $K = 0,115099$

Фактор	Low	High	Optim
Дисульфид молибдена	-1,0	1,0	1,0
Стеклянные микросферы	-1,0	1,0	0,537
Базальтовое микроволокно	-1,0	1,0	0,156

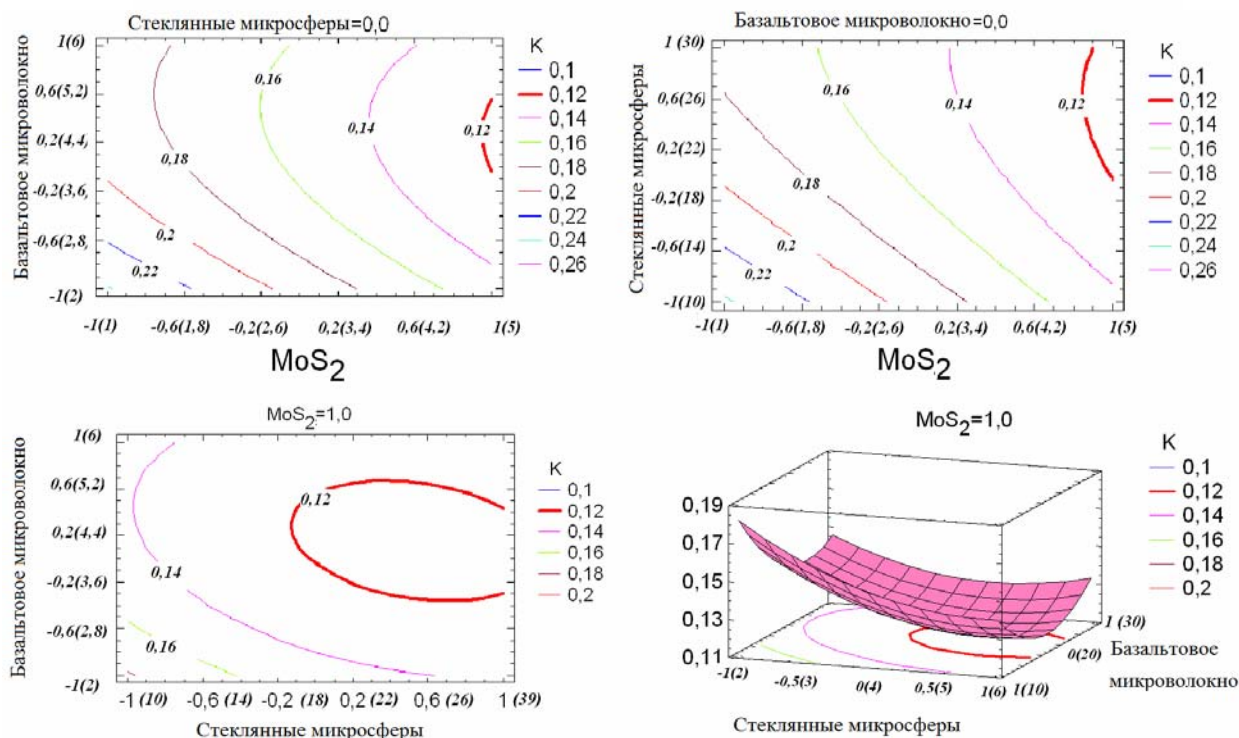


Рисунок 3 – Оценка эволюции коэффициента трения в зависимости от процентного содержания составляющих

Источник: разработано авторами

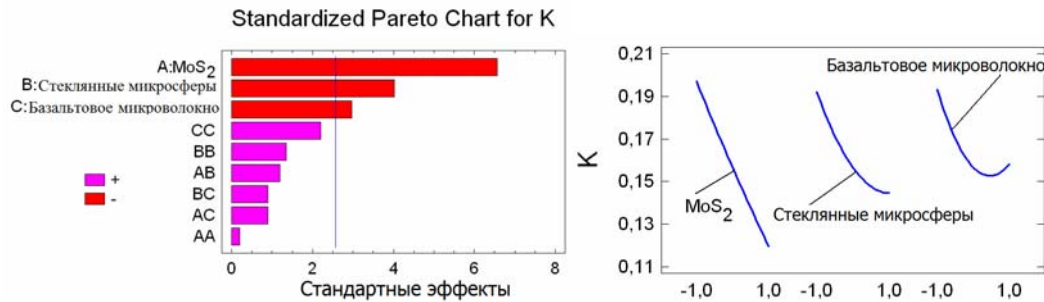


Рисунок 4 – Стандартні та домінуючі ефекти поліамідоєпоксидного композиційного матеріала

Источник: разработано авторами

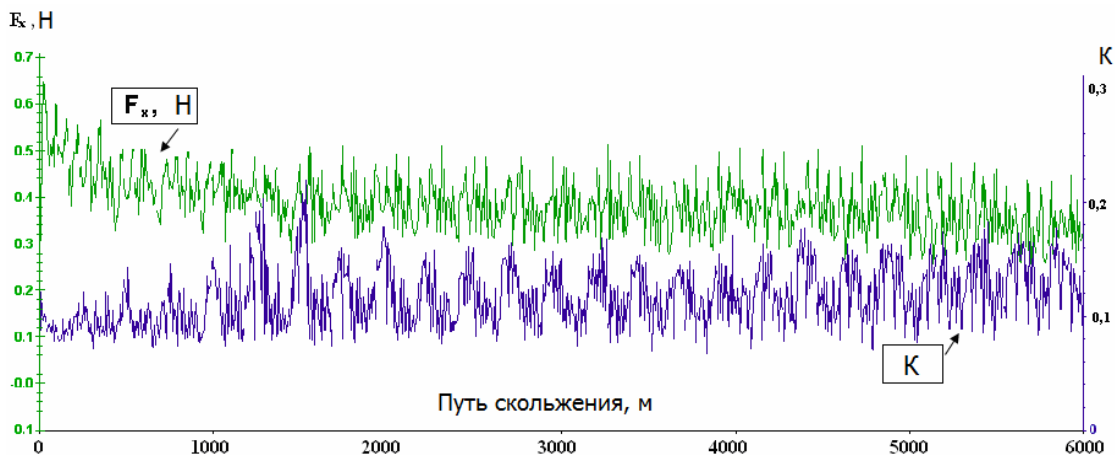


Рисунок 5 – Эволюция коэффициента трения во время тестирования пары трения «штифт с покрытием (ПЭ + 5% MoS₂ + 23% полые стеклянные микросферы, + 4,31% базальтовые микроволокна) – диск», из углеродистой стали в состоянии поставки. При следующих условиях: V=1,5 м/с; давление – 1МПа; условие смазки – граничное; смазка – Литол 24

Источник: разработано авторами

Значения этих факторов в закодированных координатах составляют: 5% – дисульфида молибдена, 23% – полые стеклянные микросферы и 4,31% – базальтовое микроволокно от состава композиции. Для композиционного материала данного состава, мы проследили эволюцию коэффициента трения, которая показана на рисунке 5.

Выводы:

1. Трибологический мониторинг лабораторных образцов из композиционных полиамидоэпоксидных материалов, тестированных на дисках из углеродистой стали с использованием смазки ЛИТОЛ, показал благотворное влияние всех компонентов композиции на коэффициент трения.

2. Полученные результаты позволили определить оптимальный состав ПЭКМ, при котором был достигнут наименьший коэффициент трения ($K=0,115$).

Список литературы

1. Астахов А.С., Буклагин Д.С., Голубев И.Г. Применение технической керамики в сельскохозяйственном производстве. Москва: Агропромиздат. 1988. 64 с.
2. Белоусов В.Я. Долговечность деталей машин с композиционными материалами. Львов: Вища школа, 1984. 180 с.

3. Кислый П.С., Боднарук Н.И., Боровиков М.С. Керметы. Київ: Наукова думка. 1985. 272 с.
4. Новицький А.В., Новицький Ю.А. Технічна оцінка споживчих якостей сільськогосподарської техніки. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. 2017. Вип. 264. С. 293–303.
5. Черновол М.И., Златопольский Ф.И., Лопата Л.А. Современные материалы для восстановления и упрочнения деталей машин. Кировоград. 1994. 83 с.
6. Малай Л., Марян Г. Выбор и оптимизация состава полиамида КМ, используемого для обновления подшипников. *Аграрная наука*. 2011. №2. С. 50–53.
7. Підручник дослідника / О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, К.В. Васильковська, Д.І. Петренко. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей. Кировоград, Харків: Мачулін, 2016. 204 с.
8. Douglas C. Montgomery and George C. Runge.r (2010). *Applied Statistics and Probability for Engineers*. 5th edition. John Wiley and Sons, New York.
9. Пен Р.З. Планирование эксперимента в Statgraphics Centurion. *Международный журнал экспериментального образования*. 2015. № 10-2. С. 160-161. URL: <http://expeducation.ru/ru/article/view?id=8573> (дата обращения: 10.09.2019).
10. Journal of Statistical Education (JSE). URL: http://www.amstat.org/publications/jse/jse_data_archive.htm (дата обращения: 11.09.2019).

References

1. Astahov, A.S., Buklagin, D.S. & Golubev, I.G. (1988). *Primenenie tehnikeskoj keramiki v sel'skohozyaystvennom proizvodstve [Application of technical ceramics in agricultural production]*. Moscow: Agropromizdat [in Russian].
2. Belousov, V.Ya. (1984). *Dolgovechnost detaley mashin s kompozitsionnyimi materialami [Durability of machine parts with composite materials]*. Lvov: Vyshcha shkola [in Russian].
3. Kislyiy, P.S., Bodnaruk, N.I. & Borovikov, M.S. (1985). *Kermetyi*. Kyiv: Naukova dumka [in Russian].
4. Novytskyi A.V., Novytskyi Yu.A. (2017). Tekhnichna otsinka spozhyvchykh yakostei silskohospodarskoi tekhniki [Technical assessment of consumer qualities of agricultural machinery]. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Seriya: tekhnika ta enerhetyka APK*. Kyiv – *Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: APC Engineering and Energy*, 264, 293–303 [in Ukraine].
5. Chernovol, M.I., Zlatopolskiy, F.I. & Lopata, L.A. (1994). *Sovremennyye materialy dlya vosstanovleniya i uprochneniya detaley mashin [Modern materials for the restoration and hardening of machine parts]*. Kirovograd [in Russian].
6. Malay, L. & Maryan, G. (2011). Vyibor i optimizatsiya sostava poliamida KM, ispolzuemogo dlya obnovleniya podshipnikov [Selection and optimization of the composition of KM polyamide used to update bearings]. *Agrarnaya nauka –Agrarian Science*, 2, 50-53 [in Russian].
7. Vasytkovskyi, O.M., Leshchenko, S.M., Vasytkovska, K.V. & Petrenko, D.I. (2016). *Pidruchnyk doslidnyka [Researcher's textbook]*. Kirovohrad, Kharkiv: Machulin [in Ukraine].
8. Douglas, C. Montgomery and George C. Runge.r (2010). *Applied Statistics and Probability for Engineers*. 5th edition. John Wiley and Sons, New York.
9. Pen, R.Z. (2015). Planirovanie eksperimenta v Statgraphics Centurion [Planning an experiment at Statgraphics Centurion]. *Mezhdunarodnyy zhurnal eksperimentalnogo obrazovaniya – International Journal of Experimental Education*, 10-2, 160-161. *expeducation.ru*. Retrieved from <http://expeducation.ru/ru/article/view?id=8573> [in Russian].
10. Site of «Journal of Statistical Education (JSE)». *www.amstat.org*. Retrieved from http://www.amstat.org/publications/jse/jse_data_archive.htm.

Leonid Malai, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Vladimir Gorobet**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Angela Popescul**, Assoc. Prof., PhD ped. sci.

State Agrarian University of Moldova, Chisinau, Moldova

Restoration of Sliding Bearing Units With Polyamide–epoxy Composite Materials

The reliability, productivity and competitiveness of agricultural machinery, as well as related industries, is largely determined by the resource of sliding bearing units, which during operation are influenced by many adverse factors such as: high dust content, bad weather, temperature fluctuations, high humidity, aggressive medium, uneven loads, mechanical shocks, vibrations and shock loads, insufficient lubrication, etc. Therefore, the development and implementation of new materials for the restoration of sliding bearing units capable of

working in such conditions is quite relevant and is of interest to science and practice in the field of technical service of agricultural machinery.

Tribological tests were carried out on a universal tribometer UMT-2 using a special module for the pin-disk friction pairs. Visualization and recording of research results were carried out using a special program. The deviation of the location of the corresponding surfaces does not exceed 25% of the size tolerance of the corresponding surfaces. The studies were carried out under the following conditions: pressure 1 MPa, sliding speed 1,5 m/s, radius from the centre of the disk to the axis of sample 40 mm, Litol 24 was used as a lubricant. The proposed composite material as a matrix contains PA-12 polyamide (OST 6-05-425) – 70% and the epoxy oligomer P-EP.534 (TU 6-10-189-83) – 30%, and as fillers: molybdenum disulfide DM-1 (TU 48-19-133-90), hollow glass microspheres MS-VP gr. 5-4% and basalt fibre. The composite material was applied by hot pressing to one of the ends of the pins made of ordinary carbon steel without heat treatment.

Studies on optimizing the composition of PECM were carried out using mathematical planning of experiments, namely, a 3-factor non-compositional plan of the Box-Benkin type. The obtained data were processed using the STATGRAPHICS program. An analysis of the equation shows that all factors contribute to a decrease in the coefficient of friction of the polyamide epoxy composition with steel (b_1 , b_2 and b_3 , have negative values). Molybdenum disulfide, then glass microspheres and, finally, basalt microfiber ($|b_1| > |b_2| > |b_3|$) most affects the coefficient of friction. The value of the optimal coefficient of friction ($K=0,115$). The values of these factors in coded coordinates are 5% – molybdenum disulfide, 23% – hollow glass microspheres and 4,31% – basalt microfiber from the composition.

Based on the results of the studies, the following conclusions can be drawn: tribological monitoring of laboratory samples from composite polyamide-epoxy materials tested on carbon steel disks using LITOL lubricant showed a beneficial effect of all components of the composition on the friction coefficient; The results obtained made it possible to determine the optimal composition of PECM, at which the lowest coefficient of friction was achieved ($K=0,115$).

basalts microfibres, friction coefficient, glass microspheres, molybdenum disulfide, Polyamide PA12.

Одержано (Received) 26.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 04.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.362.3 2

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.160-167>

О.В. Нестеренко, доц., канд. техн. наук

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна
e-mail: nov_78@ukr.net*

Статистична оцінка якісних показників пневмосепарації при багаторівневому введенні зерна

Враховуючи швидкоплинність пневмосепараційного процесу і вплив на нього значної кількості факторів є необхідним проведення його статистичної оцінки при контактній взаємодії легких домішок з зерном в робочій зоні пневмосепарації. В статті проведено моделювання контактної руху легких домішок через багат шаровий зерновий потік в вертикальному пневмосепаруючому каналі при їх багаторівневому одношаровому введенні. Отримано статистичну модель ймовірності проходження легких домішок через зернові шари, яка дозволяє встановити закономірності впливу основних параметрів пневмосепаруючого каналу на якісні показники процесу сепарації. На основі цього отримано аналітичну залежність повноти розділення легких домішок від продуктивності з урахуванням коефіцієнта розрідження зернового шару та кількості задіяних рівнів живильного пристрою пневмосепаруючого каналу.

пневмосепарація, пневмосепаруючий канал (ПСК), повітряний потік, багаторівневе введення, контактний рух, зерновий матеріал, якісні показники сепарації

© О.В. Нестеренко, 2019

А.В. Нестеренко, доц., канд. техн. наук

Центральнотернопільський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

Статистическая оценка качественных показателей пневмосепарации при многоуровневом введении зерна

Учитывая скоротечность пневмосепарационного процесса, а также влияние на него большого количества факторов, необходимо проведение его статистической оценки при контактном взаимодействии легких примесей с зерном в рабочей зоне пневмосепарации. В статье проведено моделирование контактного движения легких примесей сквозь многошаровый зерновой поток в вертикальном пневмосепарационном канале при их многоуровневом одношаровом введении. Получено статистическую модель вероятности прохождения легких примесей сквозь зерновые шары, которая позволяет определить закономерности влияния основных параметров пневмосепарационного канала на качественные показатели процесса сепарации. На основании этого получено аналитическую зависимость полноты разделения легких примесей от продуктивности с учетом коэффициента разрежения зернового шара и количества задействованных уровней питательного устройства пневмосепаратора.

Пневмосепарация, пневмосепарационный канал (ПСК), воздушный поток, многоуровневое введение, контактное движение, зерновой материал, качественные показатели сепарации

Постановка проблеми. Аеродинамічне розділення є одним з найпоширеніших способів очищення зерна, яке внаслідок його універсальності та відносної нескладності використовується в більшості сучасних зерноочисних машин. При цьому, важливим показником, який суттєво впливає на його подальшу обробку або реалізацію, є якість очищення.

Процес пневмосепарації має досить нестационарний характер, оскільки тривалість перебування зернової частки під дією повітряного потоку незначна (0.3...0.5 с), що в реальних умовах не дозволяє в повній мірі прослідкувати і визначити його закономірності та врахувати взаємодію всіх основних факторів [1]. До дестабілізації пневмосепараційного процесу призводить значна спонтанність розподілення суміші в повітряному потоці, змінення у ній показників парусності насінини, залежно від її місця і положення, а також швидкості і густини повітря [2].

За таких умов для аналітичної оцінки якості розділення зернового матеріалу є необхідним визначення кількісної взаємодії частинок зернового матеріалу та ступеню взаємодії з повітряним потоком, особливо в умовах багаторівневого введення зернового матеріалу [3]. Відповідно, визначення траєкторій зернових часток та легких домішок, їх розподілу в робочій зоні ПСК дозволяє отримати достовірне уявлення про пневмосепараційний процес в означених умовах, і тих факторах, які найбільше впливають на його ефективність, що в остаточному дає можливість вибрати найбільш раціональні параметри пневмосепаратора.

Тому, дослідження, які спрямовані на визначення кількісної взаємодії легких домішок з зерном в робочій зоні ПСК, що дозволять провести оцінку якості очищення аналітичним шляхом має дуже важливе значення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вирішенням задачі аналітичної оцінки якості пневмосепарації займалися ряд дослідників.

Одним із перших, автором [4], використовуючи теорію ймовірностей запропонована статистична математична модель очищення двокомпонентної зернової суміші в вертикальному ПСК. Розділивши легкі домішки на дві групи, визначено кількість частинок легких домішок, що залишилась в очищеному зерні, до їх вихідної кількості в зерновому матеріалі. Розглянуто взаємодію часток як при одношаровому, так і багатшаровому введенні зернового матеріалу та визначені теоретичні залежності впливу щільності часток, питомого навантаження, рівномірності повітряного потоку на ефективність сепарації. Але складність використання такої моделі обмежується через те, що внаслідок зміни нерівномірності поля швидкостей повітряного потоку суттєво збільшується кількість зіштовхувань частинок зернової суміші, що важко врахувати.

Запропонована автором [5] методика визначення якості пневмосепарації передбачає проведення статистичного моделювання з застосуванням методу Монте-Карло для дослідження процесу динаміки руху частинок. Кількісна оцінка якості сепарації автором представлена як відношення площі ділянок нерозділених фракцій до загальної площі тієї чи іншої фракції.

Визначення теоретичної ефективності сепарації запропоновано також в роботі [6], враховуючи ймовірність виділення легких домішок як сукупність незалежних подій співвідношення об'єму легких домішок до об'єму простору, тобто пористості, необхідного для їх виділення з зернового матеріалу.

Аналізуючи означені дослідження, можна констатувати, що задача визначення якісних показників сепарації не вирішена повністю, оскільки досить складно врахувати дію всіх факторів, особливо при збільшенні кількості шарів зернового матеріалу, тобто при збільшенні питомого навантаження на ПСК. Це призводить до погіршення нерівномірності повітряного потоку, збільшення кількості вірогідних зіткнень частинок в зоні сепарації та потрапляння домішок в очищене зерно [7]. Тому, для вирішення задачі оцінки якості в першу чергу є необхідним створити умови рівномірного розподілу зерновий матеріалу.

Постановка завдання. Метою даних досліджень є оцінка якості пневмосепарації при багаторівневому введенні зерна шляхом статистичного математичного моделювання та отримання кількісної характеристики розподілу зернового матеріалу в ПСК.

Виклад основного матеріалу. При багаторівневому введенні зернового матеріалу в ПСК буде спостерігатись контактний рух легких часток, тому необхідно врахувати, що траєкторія руху домішки після контакту з зерном буде змінюватись [8]. За таких умов, найбільш несприятливою буде ситуація для домішок самого нижнього шару (рис. 1, б).

Контактний рух легкої частки в багат шаровому зерновому потоці зерна буде ступінчастим, при цьому, рух центра мас O_{ξ_i} легкої частки складається з трьох послідовних етапів (рис. 2 а):

- безконтактний рух домішки між шарами – ланка $A_i B_i$;
- зіткнення домішки з зерном в точці B_{li} ;
- рух легкої частки по зерну, при цьому точка дотику описує траєкторію $B_{li} C_{li}$, а центр мас окремої частинки домішок – $B_i C_i$.

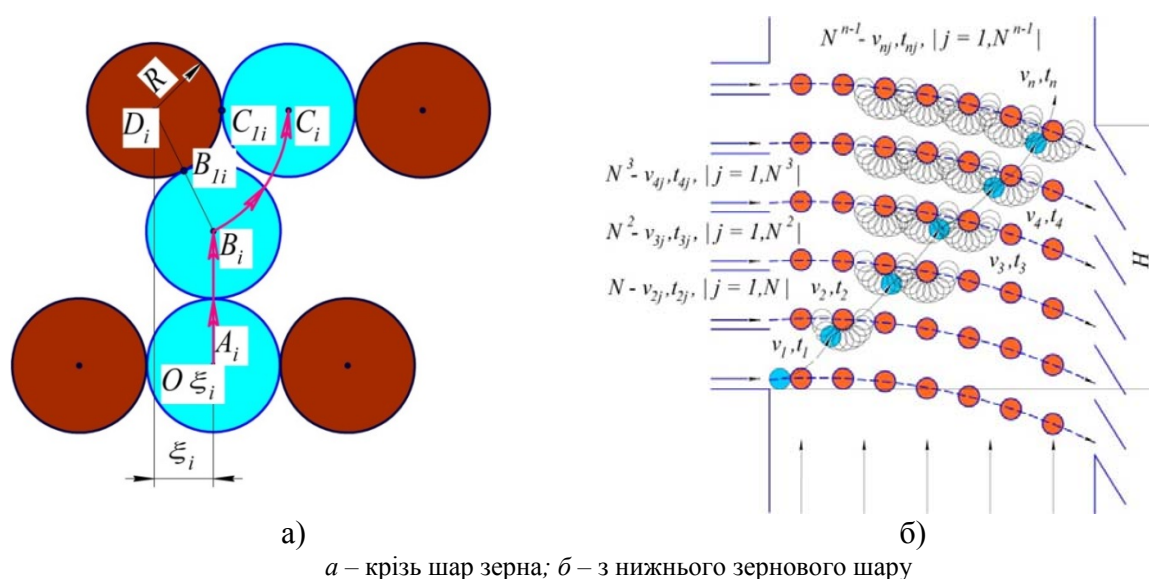


Рисунок 1 – Схема проходження легких часток при багаторівневому введенні матеріалу
Джерело: розроблено автором

Для отримання ймовірнісного розподілу легких часток необхідно розрізняти їхні кінематичні характеристики на виході з кожного шару. Кожна частинка домішок на виході з чергового шару матиме свої (відмінні від інших) значення швидкості і час виходу з шару. Вони залежатимуть від положення ξ_i / $i = \overline{1, n}$ / точки контакту домішок з зерною часткою з чергового верхнього шару. При цьому час виходу з шару буде мінімальний, якщо домішки вільно пройдуть між зернинами – $\xi_i \rightarrow 2R$, / $i = \overline{1, n}$ / , і максимальний, якщо відстань між центрами їх мас в момент зіткнення буде близька до нуля ($\xi_i \rightarrow 0$, / $i = \overline{1, n}$ /), тобто відбудеться практично лобовий удар.

Отже, траєкторія і час руху легких часток між зерновими шарами залежить від початкового горизонтального зміщення ξ_i центрів мас домішки і зерна, яке є випадковою величиною і може прийняти будь-яке значення з області $[0; 2R]$.

Область $\xi_i \in [0; 2R]$, / $i = \overline{1, N}$ / розбивається на N однакових рівноцінних інтервалів $(\xi_{i,j-1}; \xi_{i,j})$, / $j = \overline{1, N}$ / довжиною $2R/N$ (рис. 2 б).

Тоді легкі частки з першого шару після проходження:

- другого шару розділяться на N однакових по кількості груп, кожна з яких матиме свої кінематичні характеристики – $V_{2,j} \cdot t_{2,j}$, / $j = \overline{1, N}$ /, при цьому деякі з груп можуть мати однакові кінематичні характеристики;

- третього шару розділяться на N^2 груп – $V_{3,j} \cdot t_{3,j}$, / $j = \overline{1, N^2}$ /;

- четвертого шару розділяться на N^3 груп – $V_{4,j} \cdot t_{4,j}$, / $j = \overline{1, N^3}$ /; ...;

- n – го шару розділяться на N^{n-1} груп – $V_{n,j} \cdot t_{n,j}$, / $j = \overline{1, N^{n-1}}$ /.

Тривалість руху легких часток для деяких груп стає більшою за час проходження зернових часток глибини ПСК, тому кількість груп для зернових шарів може бути значно меншою. Вірогідність виділення таких домішок суттєво зменшується, оскільки досягаючи задньої стінки вони можуть потрапити у герметичний вивідний канал, і не будуть проходити наступні зернові шари.

Масштаб висоти підйому легких часток визначається за формулою:

$$\Delta Y = \frac{Y_{\max} - Y_{\min}}{n} \quad (1)$$

де, $Y_{\max}$ – максимальна висота підйому (легка частка з верхнього шару піднімаються вгору без зіштовхувань);

$Y_{\min}$ – мінімальна висоту підйому (легка частка з нижнього шару

$$q_B = 3600 \frac{\pi}{6} (B \cdot v \cdot n \cdot R \cdot \gamma) \cdot \frac{2}{1 + f_p} \quad (2)$$

де B – ширина каналу, м;

v – швидкість введення зернового матеріалу в пневмосепаруючий канал, м/с;

n – кількість рівнів живильного пристрою, шт;

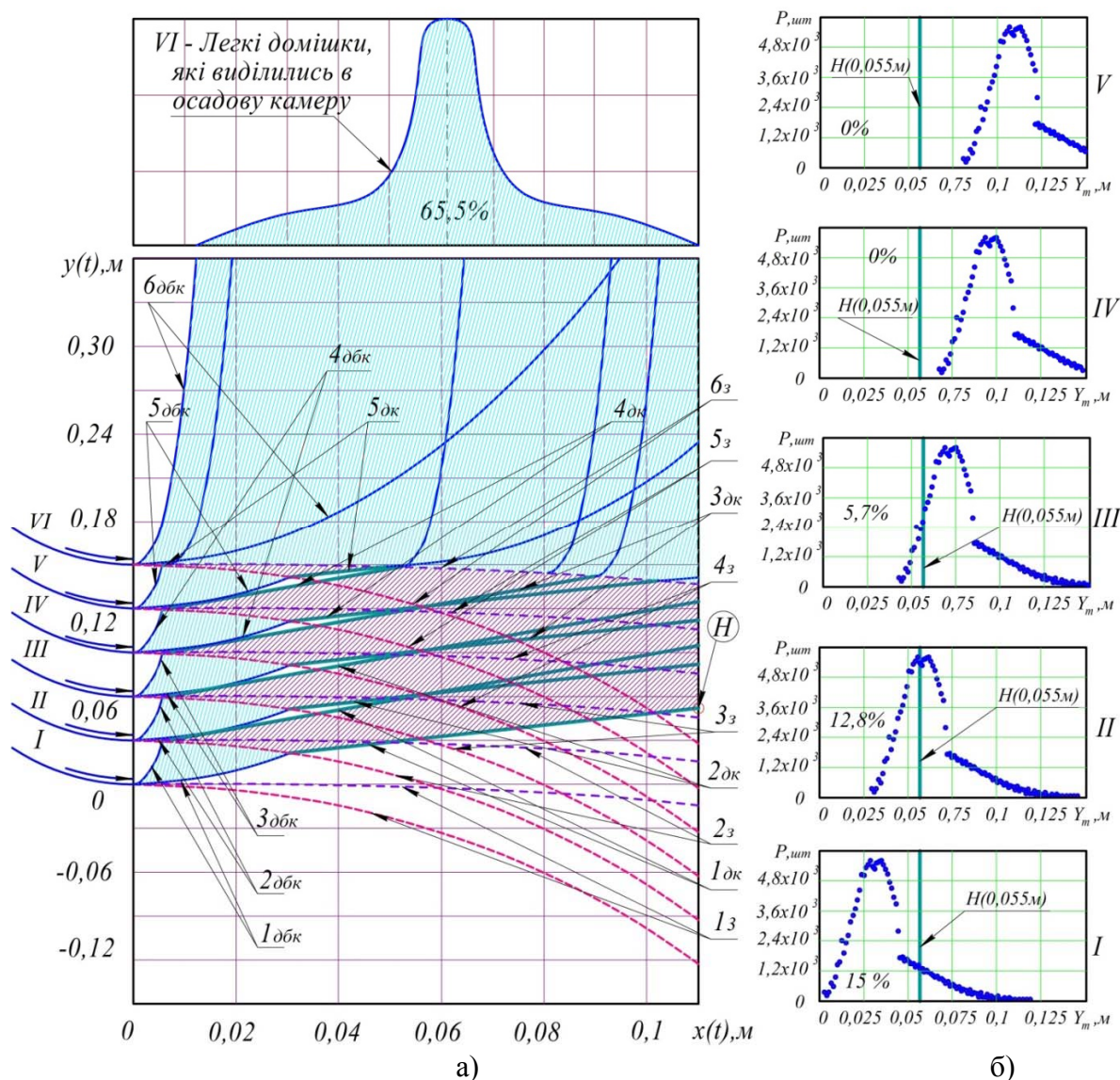
R – радіус зерна, м;

γ – об'ємна маса зерна, кг/м³;

f_p – коефіцієнт розрідження зернового потоку.

Моделювання кількісного розподілу легких домішок при багаторівневому введенні зернового матеріалу проводилось за допомогою програмного продукту Mathcad.

За результатами проведених досліджень отримано траєкторії контактного руху домішок та статистичну модель ймовірності проходження легких домішок через зернові шари при багаторівневому введенні зернового матеріалу в ПСК (рис. 2).



1з – 6з – траєкторії руху зернової фракції відповідно з 1 по 6 рівень введення;
 1дбк – 6дбк – траєкторії безконтактного руху домішок з 1 по 6 рівень введення;
 1дк – 5дк – траєкторії контактного руху домішок з 1 по 5 рівень введення;
 I – V – кількісна характеристика та відсотковий вміст домішок в важкій фракції з 1 по 5 рівень введення відповідно

Рисунок 2 – Траєкторії контактної руху легких часток (а) та їх кількісна характеристика в очищеному зерні (б) при багаторівневому введенні

Джерело: розроблено автором

Аналіз варіаційного розподілу легких домішок в робочій зоні ПСК дозволяє відзначити, що кількість легкої фракції, яка виділилась в осадову камеру залежить від кількості задіяних рівнів введення та місця встановлення верхньої точки жалюзійної стінки вивідного каналу H (рис. 2, а). На основі отриманих характеристик розподілу легких домішок для кожного рівня введення зернового матеріалу, можна стверджувати, що при шестирівневому введенні з максимальною щільністю зернового потоку, найбільший відсоток легких часток, які залишаються в очищеному зерні потрапляють з першого та другого рівнів введення, 15 % та 12,8 % відповідно. При цьому, легкі домішки потрапляють в очищене зерно тільки з трьох найнижчих рівнів введення

зернового матеріалу, а повне виділення легких домішок відбувається з IV по VI рівнів введення.

За результатами варіаційного розподілу з урахуванням коефіцієнта розрідження та кількості задіяних рівнів живильного пристрою отримано аналітичну залежність повноти розділення легких домішок ε , від продуктивності ПСК q_B при багаторівневому введенні зернового матеріалу (рис. 3). Приведені залежності отримані при питомому навантаженні на рівень живильного пристрою $q_{bi} = 250 \dots 350$ кг/дм·год, при якому забезпечується одношарове введення зернового матеріалу.

Аналіз отриманих залежностей (рис. 4) свідчить, що при підвищенні питомого навантаження q_B і, відповідно, збільшенні кількості рівнів введення, повнота розділення ε зменшується. При цьому, кількість задіяних рівнів живильного пристрою залежить від призначення очищення, а його раціональне значення знаходиться в межах $n = 4 \dots 6$ шт.

Зменшення якості сепарації можна пояснити збільшенням кількості вірогідних зіткнень легких частинок, які рухаються з нижче розташованих зернових шарів, відповідно, при цьому зменшується вихідна швидкість з кожним пройденим шаром та час на подолання глибини каналу.

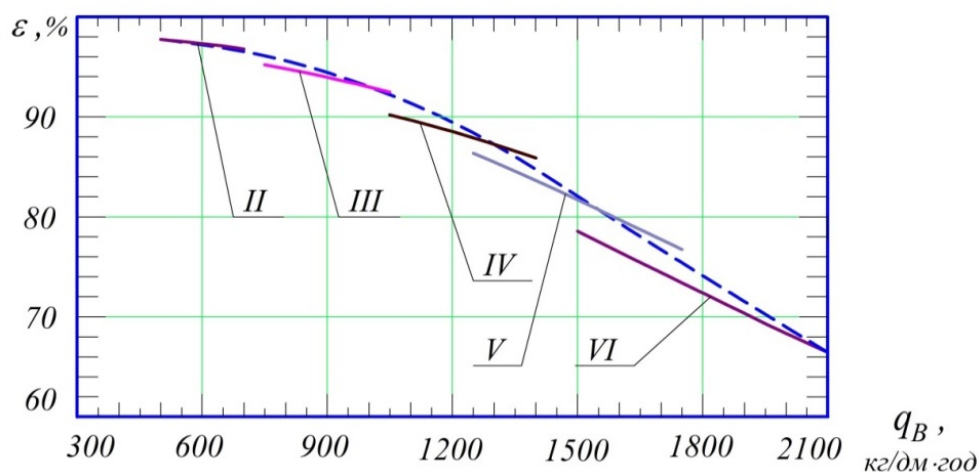


Рисунок 3 – Аналітична залежність повноти розділення зернового матеріалу від величини питомого навантаження ПСК, $\varepsilon = f(q_B)$: II – VI – кількість задіяних рівнів введення
Джерело: розроблено автором

Так, при задіяванні двох рівнів введення повнота розділення становить $\varepsilon = 97 \dots 98$ %, при цьому питоме навантаження на ПСК змінюється в межах $500 \dots 700$ кг/дм·год. Для чотирирівневого введення зернового матеріалу в ПСК повнота розділення становить $\varepsilon = 86 \dots 91$ %, при цьому питоме навантаження на ПСК можна встановити від 1000 до 1400 кг/дм·год, а при задіяванні 6 рівнів отримуємо $\varepsilon = 66,5 \dots 78,2$ %, при питомому навантаженні $q_B = 1500$ до 2100 кг/дм·год.

Висновки. В результаті статистичного математичного моделювання в залежності від вихідних параметрів, кількості задіяних рівнів живильника n , швидкості повітряного потоку V_n та концентрації зернових частинок в каналі була отримана варіаційна характеристика кількісного розподілу легких домішок в ПСК при багаторівневому введенні зернового матеріалу. На основі якої визначено, що зменшення кількості задіяних рівнів з 6 до 2 сприяє підвищенню якості сепарації на $22 \dots 30$ %, але при цьому, зменшується величина питомого навантаження на $1000 \dots 1600$ кг/дм·год, а отже й продуктивність пневмосепаратора, при цьому, кількість задіяних

рівнів залежить від призначення очищення, раціональне значення якого знаходиться в межах $n = 4 \dots 6$ шт.

Список літератури

1. Дослідження роботи пневмосепаруючого каналу на фізичній моделі / М.І. Васильковський О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, О.В. Нестеренко. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоградського нац. техн. ун-ту.* Кіровоград, 2006. Вип.17. С. 44 – 48.
2. Кирпа М. Я., Скотар С. О., Рослик О. О. Дослідження процесу та параметрів аеродинамічного сепарування однокомпонентних насіннєвих сумішей. *Вісник Дніпропетровського державного аграрно-економічного університету.* 2014. № 2. С. 95–98.
3. Перспективний напрямок інтенсифікації повітряної сепарації зерна / О.В Нестеренко, О.М Васильковський, С.М. Лещенко, Д.І. Петренко, Д.В. Богатирьов. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоградського нац. техн. ун-ту.* Кіровоград: КНТУ, 2012. Вип. 25, Ч.1. С.49 – 53.
4. Перцовский В.С. Основы теории очистки зерна в пневматическом сепараторе. *Тр. ВНИИЗ.* Москва. 1974. Вып. 78. С. 105 – 118.
5. Експоненційна та мультиплікативна регресійні моделі процесу пневмосепарації зернових сумішей / С. М. Лещенко та ін. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб.* 2012. Вип. 42(1). С. 82 – 88.
6. До теорії розділення зерна в повітряному потоці / Б. І. Котов, С. П. Степаненко, В. О. Швидя, та ін. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб.* 2009. Вип. 39. С. 54 – 62.
7. Нестеренко О.В., Лещенко С.М., Петренко Д.І. Дослідження нерівномірності повітряного потоку в пневмосепаруючому каналі при багаторівневому введенні зерна. *Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка. Технічні науки.* 2015. Вип. 156. С. 35 – 42.
8. Аналітичні дослідження контактного руху легких домішок у пневмосепаруючому каналі / О.В Нестеренко, Д.І. Петренко, І.І. Павленко та ін. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2017. Вип. 47, ч. 2. С. 185 – 191.

Referencis

1. Vasylovskiy, M.I., Vasylovskiy, O.M. & Nesterenko, O.V., Leschenko S.M. (2006). Doslidzhennya roboty pnevmoseparuyuchoho kanalu na fizychniy modeli [Study of pneumatic separating channel on a physical model]. *Zbirnyk naukovykh prats Kirovohradskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia, Vol 17, 44–48* [in Ukrainian].
2. Кирпа, М. Я., Скотар, С. О. & Roslyk, O.O. (2014). Doslidzhennya protsesu ta parametriv aerodynamichnoho podilu odnocomponentnykh nasinnyevykh sumishey [Investigation of the process and parameters of aerodynamic separation of one-component seed mixtures]. *Visnyk Dnipropetrovs'koho derzhavnoho ahrarno-ekonomichnoho universytetu, Vol. 2, 95-98* [in Ukrainian].
3. Nesterenko, O.V., Vasylovskiy, O.M., Leschenko, S.M., Petrenko, D.I. & Bohatryyov, D.V. (2012). Perspektyvnyy napryamok intensyfikatsiyi povitryanoyi separatsiyi zerna [The perspective trend of intensification of air separation of grain]. *Zbirnyk naukovykh prats Kirovohradskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia, Vol 25, (1), 49–53* [in Ukrainian].
4. Pertsovskiy, V.S. (1974). Osnovy teorii ochistki zerna v pnevmaticheskoy separator [Fundamentals of the theory of grain cleaning in a pneumatic separator]. *Tr. VNIIZ, Moskva, Vol 78, (1), 105 – 118* [in Russian].
5. Leschenko, S.M., Salo, V.M., Vasylovskiy, O.M. et al. (2012). Ekspontsiyna ta mul'typlikatyvna rehresiyini modeli protsesu pnevmoseparatsiyi zernovykh sumishey [Exponential and multiplicative regressive models of process air cleaner of grain mixtures]. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Zahalnoderzhavnyi mizhvidomchyi naukovy-tekhnichnyi zbirnyk, Vol. 42 (1), 82 – 88* [in Ukrainian].
6. Kotov, B.I. Stepanenko, S. P., Shvydyia, V. O. et al. (2009). Do teoriiy rozdilennya zerna v povitryanomu pototsi [To the theory of grain separation in the air stream]. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta*

eksploatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovo-tekhnichnyi zbirnyk, Vol. 39, 54 – 62 [in Ukrainian].

7. Nesterenko, O.V., Petrenko, D.I. & Leshchenko, S.M. (2015) Doslidzhennya nerivnomirnosti povitryanoho potoku v pnevmoseparuyuchomu kanali pry bahatorivnevomu vvedeni zerna [Study of airflow inequality in the aspirating channel at multilevel introduction of grains]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu sil's'koho hospodarstva imeni Petra Vasylenka, Vol. 78, 35-42.* [in Ukrainian].
8. Nesterenko, O. V., Petrenko, D. I., Pavlenko I.I. et al. (2017). Analitychni doslidzhennya kontaktnoho rukhu lehkykh domishok u pnevmoseparuyuchomu kanali [Analytical research the contact interaction of light impurities in the pneumatic separating channel]. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta eksploatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovo-tekhnichnyi zbirnyk, Vol. 47 (2), 185 – 191 [in Ukrainian].*

Olexandr Nesterenko, PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Statistical Assessment of Qualitative Indicators of Pneumatic Separation at Multilevel Input of Grain

Taking into consideration the rapid nature of pneumatic separation process and that it is influenced by a significant number of factors, it is necessary to carry out its statistical assessment of the contact interaction of light impurities with grain in the operating zone of pneumatic separation.

The complexity of solving this problem is a rapid change of influencing factors, especially with the increase of the number of layers of grain material. That leads to the deterioration of the uneven air flow, the increase in the number of likely collisions of particles in the separation zone and getting of impurities into the cleaned grain. Therefore, in order to solve the problem of qualitative assessment, it is necessary to create conditions for a uniform distribution of grain material.

The article deals with the modeling of the contact movement of light impurities through a multilayer grain stream in a vertical pneumatic separation channel with their multi-level single-layer input. A statistical model of the probability of light impurities passage through the grain layers was obtained. That allows establishing regularities of the influence of basic parameters of the pneumatic separation channel on the qualitative parameters of separation process. On this basis, the analytical dependence of the completeness of the separation of light impurities on the performance was obtained. It has taken into account grain thinning rate and the number of levels involved in the feeder of the pneumatic separation channel.

It is determined that reducing the number of levels from 6 to 2 increases the quality of separation by 22...30%, but at the same time, decreases the value of specific load by 1000...1600 kg/dm·h and, therefore, the productivity of the pneumatic separator. Thus, the number of the used levels depends on the purpose of purification, the rational value of which is in the range $n = 4...6$ pcs.

pneumatic separation, pneumatic separating channels, airflow, multilevel input of grain, contact movement, particles of grain, the quality of separation

Одержано (Received) 04.12.2019

Прорецензовано (Reviewed) 11.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 621.57

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.168-178>

В.Я. Ошовський, доц., канд. техн. наук, **С.М. Анастасенко**, канд. техн. наук,
М.В. Святецький, канд. техн. наук, **О.В. Шостак**

*Первомайська філія Національного університету кораблебудування ім. адмірала
 Макарова, м. Первомайськ, Україна
 e-mail: oshovskyvikt@ukr.net*

Енергетична ефективність ступінчастих ресорбційних циклів для охолодження

Розроблено узагальнену методику розрахунку багаступінчастих ресорбційних циклів охолодження потоків речовин, від температури навколишнього середовища до заданої низької температури та проаналізована їх енергетична ефективність.

Потік речовини охолоджується в протитоковому дегазаторі циклу киплячим розчином агенту. Утворена пара агенту частково поглинається абсорбентом в ресорбері при відведенні тепла в навколишнє середовище, а частково в ресорбційних ступенях при відведенні тепла киплячим розчином.

Аналіз показує, що при збільшенні числа ступенів зменшується співвідношення тисків ресорбції і дегазації. Це дозволяє стискувати пару в турбокомпресорах або в термічних компресорах при використанні тепла невисокого температурного потенціалу, що буде сприяти енергозбереженню в технологіях охолодження різних галузей, в тому числі і в сільському господарстві.

ресорбер, резорбер, ступінчастий, цикл, охолодження, холод

В.Я. Ошовский, доц., канд. техн. наук, **С.М. Анастасенко**, канд. техн. наук, **М.В. Святецкий**, канд. техн. наук, **А.В. Шостак**

*Первомайский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова,
 г.Первомайск, Украина*

Энергетическая эффективность ступенчатых ресорбционных циклов для охлаждения

Разработана обобщенная методика расчёта многоступенчатых ресорбционных циклов охлаждения потоков веществ, от температуры окружающей среды до заданной низкой температуры, и проанализирована их энергетическая эффективность.

Поток вещества охлаждается в противоточном дегазаторе цикла кипящим раствором агента. Образовавшийся пар агента частично поглощается абсорбентом в ресорбере при отводе тепла в окружающую среду, а частично в ресорбционных ступенях при отводе тепла кипящим раствором.

Анализ показывает, что при увеличении числа ступеней уменьшается соотношение давлений ресорбции и дегазации. Это позволяет сжимать пар в турбокомпрессорах или в термических компрессорах при использовании тепла невисокой температуры, что будет способствовать энергосбережению в технологиях охлаждения различных отраслей, в том числе и в сельском хозяйстве.

ресорбер, резорбер, ступенчатый, цикл, охлаждение, холод

Постановка проблеми. В сільському господарстві та в різних галузях промисловості використовують процеси охолодження потоків речовин від температури навколишнього середовища до заданої низької температури. Відомо, що для таких процесів термодинамічно більш ефективним є цикл Лоренца зі змінною, у відзнаку від цикла Карно, температурою робочого тіла в процесі охолодження [1, 2, 3]. Машини на основі цикла Лоренца могли б використовуватися для охолодження молока, соків, вин,

повітря та інших потоків технологічних речовин. Але як теоретичних так і експериментальних розробок ще недостатньо для їх реалізації в промисловості. Тому дослідження циклів зі змінною температурою охолодження є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В ресорбційних машинах тепло до розчину підводиться в процесі дегазації (википання з розчину частини агенту при вибраному нижчому тиску і підвищенні температурі), а відводиться в процесі ресорбції (поглинання слабким розчином пари агенту при вищому тиску) [4, 5, 6].

Прогнозується перспективність використання ресорбційних машин в рішеннях проблем енергозбереження [7, 8, 9]. Відзначаються труднощі розрахунку циклів і машин на розчинах. У цьому напрямі досліджень ще не достатньо.

Формулювання цілей. Метою статті є розробка узагальненої методики розрахунку та дослідження енергетичної ефективності ступінчастих ресорбційних термодинамічних циклів для охолодження потоків речовин від температури навколишнього середовища до заданої низької температури.

Виклад основного матеріалу. Зворотний цикл для охолодження потоків речовин можна реалізувати в ступінчастих компресійних ресорбційних холодильних машинах (КРХМ), які працюють на розчинах агентів в абсорбентах. Схема одноступінчастої КРХМ [6] та її цикл в ζ, i - діаграмі водоаміачного розчину приведені на рис. 1.

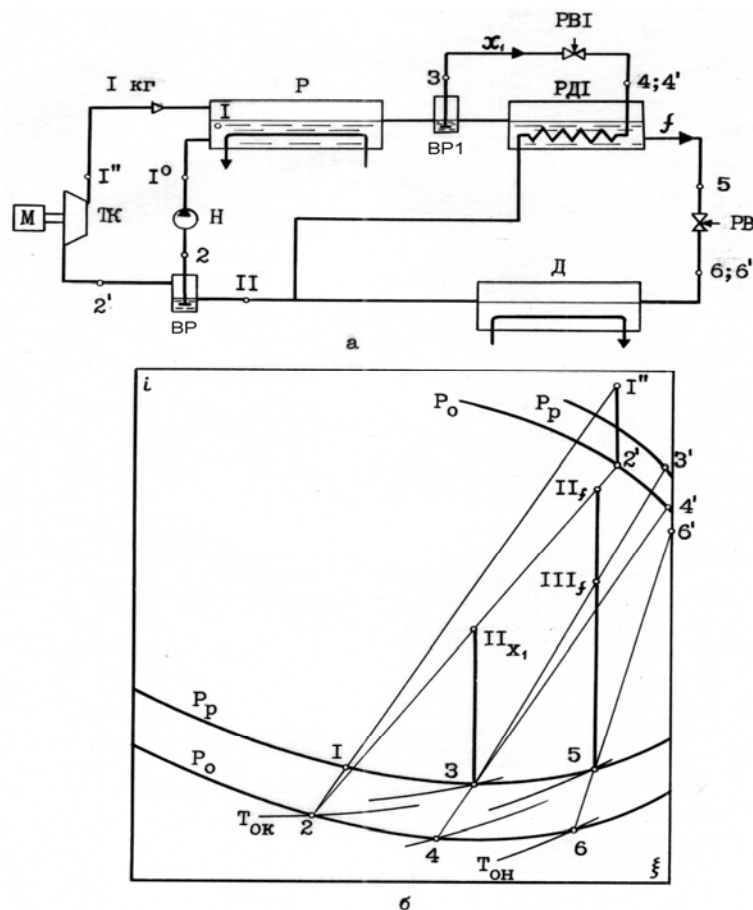


Рисунок 1 – Схема (а) і цикл в ζ, i - діаграмі (б) одноступінчастої КРХМ

Джерело: рисунок розроблено авторами відповідно до [6]

КРХМ містить: дегазатор D , ресорбер P , турбокомпресор TK , насос H , ресорбер-дегазатор $РДІ$, регулюючі вентилі PB і PBI та віддільники рідини BP і $BP1$. В дегазаторі D кипить розчин (наприклад аміаку в воді) при зменшенні концентрації і підвищенні

температури від $T_{\text{он}}=T_6$ до $T_{\text{ок}}=T_2$, при тиску дегазації P_0 , рухаючись протитоком до охолоджуваного потоку речовини. Пара, що утворюється в дегазаторі відокремлюється від слабкого розчину у віддільнику рідини BP , стискується в турбокомпресорі TK до тиску ресорбції P_p і спрямовується в ресорбер P . Сюди ж подається насосом H слабкий розчин з віддільника рідини BP . В ресорбері при змішуванні слабкого розчину стану I^0 і перегрітої пари стану I'' , температура розчину підвищується до T_1 , а температура пари знижується. У ресорбері пара частково поглинається розчином при відведенні теплоти ресорбції в навколишнє середовище, наприклад водою. Розчин і залишок не поглинутої пари після ресорбера проходить через віддільник рідини $BP1$ і в загальній кількості f поступає в ресорбційну порожнину ресорбера-дегазатора $РД1$. Причому, із $BP1$ частина x_1 розчину відбирається і дроселюється в дегазаційну порожнину $РД1$ для відведення тепла ресорбції при інтервалі температур кипіння розчину від T_4 до T_2 . Утворені в дегазаційній порожнині $РД1$ пара і слабкий розчин поступають у BP . У ресорбційній порожнині $РД1$ поглинання пари розчином відбувається при зміні температури розчину від T_3 до $T_5 = T_4 + \Delta T$, де ΔT – температурний напір між потоками на холодному кінці $РД1$. Міцний розчин стану 5 дроселюється через PB в дегазатор $Д$ де кипить при змінній температурі при підведенні тепла від потоку охолоджуваної речовини. Відведення тепла ресорбції в ступені $РД1$ зменшує тиск ресорбції.

Ще понизити тиск ресорбції можна в двох- і багатоступінчастих КРХМ.

На рис. 2 приведена схема двоступінчастої КРХМ та її цикл в ζ, i -діаграмі.

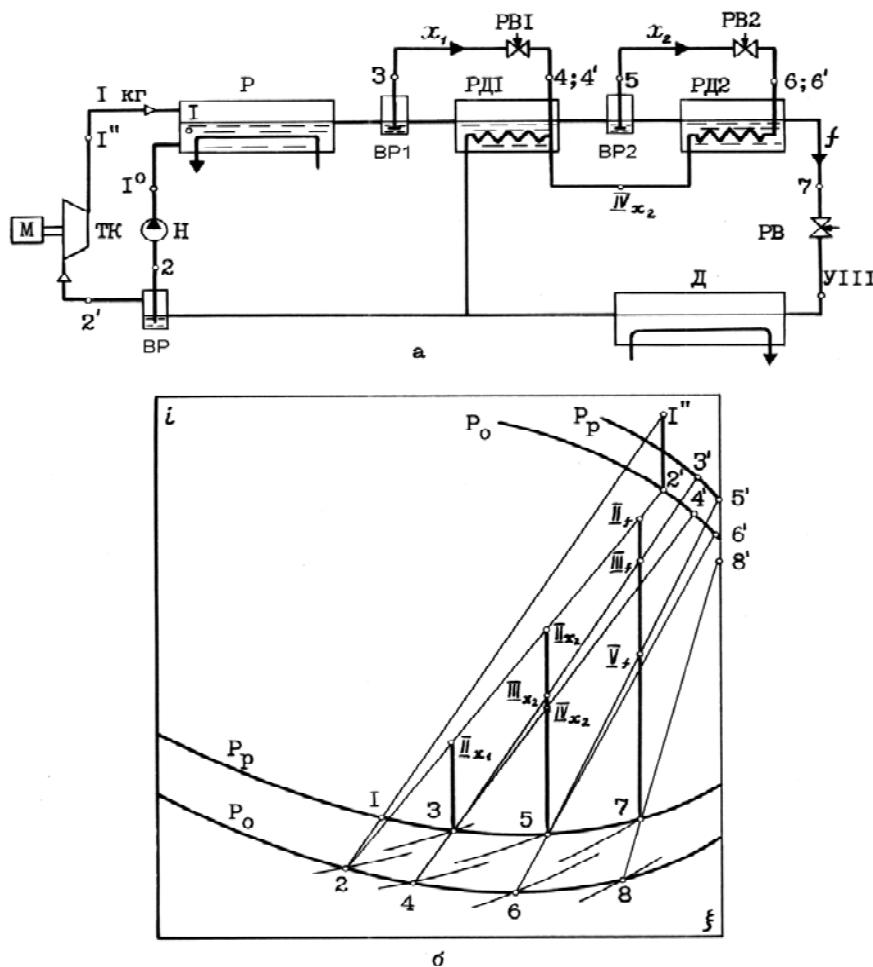


Рисунок 2 – Схема (а) і цикл в ζ, i – діаграмі (б) двоступінчастої КРХМ

Джерело: рисунок розроблено авторами відповідно до [6]

Ця схема відрізняється від одноступінчастої тим, що після ресорбційної порожнини $РД1$ парорідинна суміш поступає через віддільник рідини $ВР2$ в ресорбційну порожнину другого ресорбера-дегазатора $РД2$, де пара додатково поглинається розчином при подальшому зниженні його температури від T_5 до T_7 . Теплота ресорбції відводиться частиною розчину x_2 , відібраного із $ВР2$ і дросельованого через $ВР2$ в дегазаційну порожнину $РД2$.

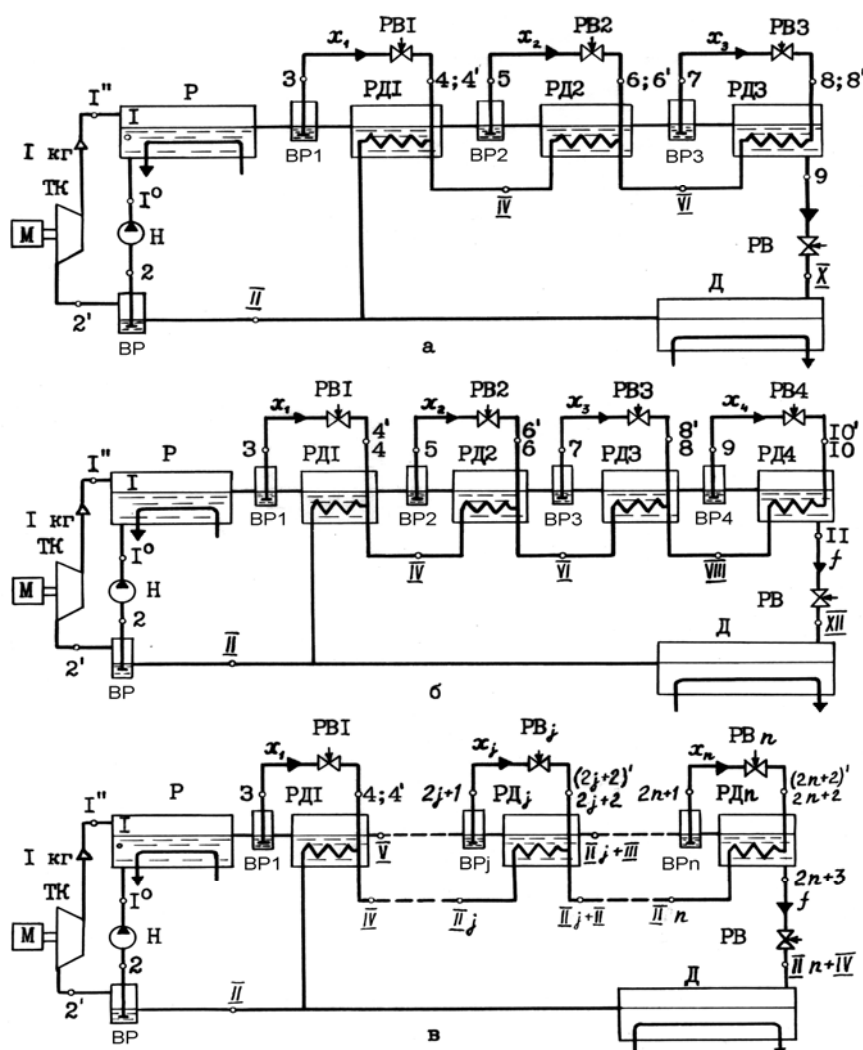
При цьому розчин кипить в інтервалі температур від нижчої T_6 до вищої T_4 . Парорідинна суміш після дегазаційної порожнини $РД2$ змішується з парорідинною сумішшю після $ВР1$, що має ту ж температуру T_4 і поступає в дегазаційну порожнину $РД1$. У цьому циклі нижча температура T_7 міцного розчину після ресорбційної порожнини $РД2$

$$T_7 < T_5 < T_3 = T_{w1} + \Delta T,$$

а тому і тиск ресорбції буде нижчим, ніж в циклі одноступінчастої КРХМ.

Аналогічно в циклі триступінчастої КРХМ (рис. 3, а)

$$T_9 < T_7 < T_5 < T_3 = T_{w1} + \Delta T;$$



а – триступінчастої; б – чотириступінчастої; в – n -ступінчастої

Рисунок 3 – Схеми КРХМ

Джерело: схеми розроблені авторами, як узагальнення схем на рис. 1, а і 2, а

у циклі чотиріступінчастої КРХМ (рис. 3, б)

$$T_{11} < T_9 < T_7 < T_5 < T_3 = T_{w1} + \Delta T;$$

в циклі n -ступінчастої КРХМ (рис. 3, в)

$$T_{2n+3} < T_{2(n-1)+3} < T_{2(n-2)+3} < \dots < T_{2(n-n)+3} = T_{w1} + \Delta T,$$

де n – число ресорбційно-дегазаційних ступенів циклу.

На схемі (рис. 3, в) будь-яка j -та ресорбційно-дегазаційна ступінь циклу містить: ресорбер-дегазатор $РД_j$ регулюючий клапан $РВ_j$ і віддільник рідини $ВР_j$. Із збільшенням числа ступенів n тиск ресорбції в КРХМ знижуватиметься при однакових тиску дегазації P_o і температурі $T_{он}$. Всі апарати КРХМ повинні бути тільки протиточними.

Тиск ресорбції в ступінчастих циклах підбирається по ζ, i - діаграмі розчину так щоб різниці температур на кінцях кожного $РД$ були рівні необхідним значенням. При цьому в реальних циклах повинні враховуватися кінетика процесів ресорбції і дегазації, величина мінімального температурного напору по довжині протиточних апаратів, а також втрати тиску і тепла в апаратах.

Виведемо узагальнену методику розрахунку n -ступінчастого циклу КРХМ. Для встановлення матеріальних і теплових балансів в ступінчастих циклах віднесемо всі матеріальні і теплові потоки до 1 кг пари, що стискується в компресорі. Позначимо питомі потоки розчину, що дроселюються: у дегазатор - f (кг/кг), в порожнину дегазації $РД_1$ - x_1 (кг/кг), в порожнину дегазації $РД_j$ - x_j (кг/кг). Тоді сумарний потік парорідинного робочого тіла, що проходить через ресорбер буде $f+x_1+x_2+\dots+x_j+\dots+x_n$, а кількість розчину, що подається з віддільника рідини $ВР$ в ресорбер $(f+x_1+x_2+\dots+x_j+\dots+x_n)-1$. Питомі потоки $f, x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n$ однозначно визначають матеріальні і теплові баланси ділянок схеми циклу КРХМ, тому мають цілком певні значення. Визначити їх можна рішенням систем рівнянь матеріальних і теплових балансів відповідних ділянок схеми циклу при використанні граничних параметрів пари, розчину та сумарних потоків, що визначаються в ході розрахунків та відповідної побудови циклу КРХМ в ζ, i - діаграмі розчину агента в абсорбенті.

Визначення питомих масових потоків та параметрів робочого тіла у перетинах на кінцях порожнин кожного теплообмінного апарату КРХМ ускладнено, порівняно з холодильними машинами, які працюють на чистих агентах, в зв'язку зі збільшенням числа невідомих змінних.

Тому для полегшення розрахунку циклів слід в процесах теплообміну розглядати потоки в перерізах порожнин апаратів як сумарні потоки пари і розчину за законом нерозривності потоку. Приведений потік в перерізі апарату можна розглядати як суму окремих потоків, які проходять через переріз з урахуванням знаку, що враховує напрям потоку. Так в ресорбері всі окремі потоки мають один напрям, тому, приведений сумарний потік буде $f+x_1+x_2+\dots+x_j+\dots+x_n$. Всі окремі потоки в перерізі мають однакові стани розчину та певні однакові стани пару над розчином. Кожен з приведених потоків має свої постійні питому масову витрату і концентрацію, а в різних перетинах потоку певні приведені ентальпії, що залежать від кількості прийнятого або відданого тепла. В реальних умовах температура розчину і пару над ним буде не однакою, що легко врахувати, користуючись ζ, i - діаграмою розчину агента в абсорбенті.

При таких умовах розгляду процесів значення приведених концентрацій і ентальпій для різних парорідинних потоків, що складають сумарний потік, можна визначити за ζ, i - діаграмою розчину. Точки, що їх визначають будуть лежати на конодах – лініях, що з'єднують стани пару і розчину в перерізі окремого приведенного

або сумарного приведенного потоку пари і розчину. Процес парорідинного потоку в ξ, i - діаграмі розчину буде зображатися вертикальною лінією, кожна точка на якій буде відповідати стану парорідинного потоку в перерізі порожнини теплообмінного апарату.

Для зручності стани розчину, пари та їх сумішей у перерізах потоків позначимо таким чином: насиченого розчину - арабською цифрою (I, 2, 3, ...), переохолодженого розчину - арабською цифрою з верхнім індексом "O" ($1^{\circ}, 2^{\circ}, 3^{\circ}, \dots$), пари над насиченим розчином - арабською цифрою з одним штрихом ($1', 2', 3', \dots$), відокремленої від розчину перегрітої (в компресорі) пари - так же, але з двома штрихами ($1'', 2'', 3'' \dots$); всього приведенного потоку парорідинної суміші в даному перетині порожнини апарату - римською цифрою (I, II, III, IV, ...); приведенного потоку, що розглядається окремо від суміші, - римською цифрою з нижнім індексом, який позначає цей потік ($I_x, II_{x+y}, \dots$).

Для узагальненої схеми циклу багатоступінчастої КРХМ (рис. 3, в) в позначення ресорбера-дегазатора, регулюючого вентиля, віддільника розчину введемо номер ступені. В позначення питомого потоку розчину, що дроселюється нижнім індексом будемо позначати також номер ступені. Наприклад, якщо номер ступеня $n=I$, то позначення будуть відповідно PDI, PBI, BPI , а потоку x_1 .

За цією методикою параметри робочого тіла до компресора і насоса позначені відповідно точками 2' і 2, а після них 1" і 1° . Параметри, позначені непарними числами відповідають робочому тілу при тиску ресорбції, а парними - дегазації. Ресорбційно-дегазаційні ступені нумеруються починаючи від ресорбера.

При побудові циклу після визначення тиску ресорбції і параметрів робочого тіла на вході і на виході апаратів, визначається адіабатна робота стискання пари, положення точки 1" в ξ, i - діаграмі і температура розчину T_1 на початку процесу ресорбції.

Виведемо узагальнені формули, за якими можна визначати питомі потоки $x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n, f$, що дроселюються в дегазаційні порожнини апаратів для циклів з різним числом ступенів n .

Визначимо питомі потоки f та x_1 для циклу одноступінчастої КРХМ (рис. 1, а).

З теплового балансу PDI співвідношення потоків

$$\frac{x_1}{f} = \frac{i_{III} - i_5}{i_{IIx_1} - i_3}; \quad (1)$$

з матеріального балансу дегазаційних порожнин циклу, обмежених контуром, що проходить через перерізи потоків 3-5-II

$$f = \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f}\right) \xi_2}. \quad (2)$$

Визначимо питомі потоки f, x_1 та x_2 для циклу двоступінчастої КРХМ (рис. 2, а).

З теплового балансу PDI співвідношення потоків

$$\frac{x_2}{f} = \frac{i_{VII} - i_7}{i_{IVx_2} - i_5}; \quad (3)$$

із теплового балансу PDI і PDI співвідношення потоків

$$\frac{x_1}{f} = \frac{(i_{III} - i_7) - \frac{x_2}{f} (i_{IIx_2} - i_{IIIx_2})}{i_{IIx_1} - i_3}; \quad (4)$$

з матеріального балансу дегазаційних порожнин циклу

$$f = \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_7 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \frac{x_2}{f}\right) \xi_2}. \quad (5)$$

Аналогічно f для циклу триступінчастої КРХМ (рис. 3, а).

$$f = \frac{x_{2'} - x_2}{\xi_9 + \frac{x_3}{f} \xi_7 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \frac{x_2}{f} + \frac{x_3}{f}\right) \xi_2}. \quad (6)$$

Питомий потік f для чотириступінчастого циклу (рис. 3, б)

$$f = \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_{11} + \frac{x_4}{f} \xi_9 + \frac{x_3}{f} \xi_7 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \frac{x_2}{f} + \frac{x_3}{f} + \frac{x_4}{f}\right) \xi_2}. \quad (7)$$

Узагальнимо розрахунок питомих потоків робочого тіла для n -ступінчастого циклу (рис. 3, в). З аналізу рівнянь (1)...(7) виходить, що в n -ступінчастому циклі КРХМ питомий потік розчину, що дроселюється в дегазатор

$$\begin{aligned} f &= \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_{2n+3} + \frac{x_1}{f} \xi_3 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_3}{f} \xi_7 + \dots + \frac{x_n}{f} \xi_{2n+1} - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \dots + \frac{x_n}{f}\right) \xi_2} = \\ &= \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_{2n+3} + \sum_{j=1}^n \frac{x_j}{f} \xi_{2j+1} - \left(1 + \sum_{j=1}^n \frac{x_j}{f}\right) \xi_2}, \end{aligned}$$

де $\frac{x_j}{f}$ – відносна кількість розчину, що дроселюється в дегазаційну порожнину j -тої ступені

$$\frac{x_j}{f} = \frac{i_{(IIj+I)f} - i_{2n+3} - \sum_{k=j+1}^n \frac{x_k}{f} (i_{(IIj)x_k} - i_{(IIj+I)x_k})}{i_{(IIj)x_j} - i_{2j+1}};$$

$i_{(IIj+I)f}$ – приведена питома ентальпія потоку f в перерізі $IIj+I$,

$$i_{(IIj+I)f} = \frac{(\xi_{2n+3} - \xi_{2j+1})(i_{(2j+1)'} - i_{2j+1})}{\xi_{(2j+1)'} - \xi_{2j+1}} + i_{2j+1};$$

$i_{(IIj)x_k}$ – приведена ентальпія потоку x_k в перерізі IIj ,

$$i_{(IIj)x_k} = \frac{(\xi_{2k+1} - \xi_{2j})(i_{(2j)'} - i_{2j})}{\xi_{(2j)'} - \xi_{2j}} + i_{2j};$$

$i_{(IIj+I)x_k}$ – приведена питома ентальпія потоку x_k в перерізі $IIj+I$,

$$i_{(IIj+I)x_k} = \frac{(\xi_{2k+1} - \xi_{2j+1})(i_{(2j+1)'} - i_{2j+1})}{\xi_{(2j+1)'} - \xi_{2j+1}} + i_{2j+1};$$

$i_{(IIj)x_j}$ – приведена ентальпія потоку x_j в перерізі IIj ,

$$i_{(IIj)x_j} = \frac{(\xi_{2j+1} - \xi_{2j})(i_{(2j)'} - i_{2j})}{\xi_{(2j)'} - \xi_{2j}} + i_{2j}.$$

Приведені питомі ентальпії потоків можуть визначатися не тільки аналітично за відомими параметрами пари та розчину в потоках, а й графічно за допомогою ξ, i – діаграми розчину (рис. 1, б та 2, б).

Питома холодопродуктивність n – ступінчастого циклу КРХМ

$$q_0 = f(i_{III} - i_{2n+3})$$

Питома теплота ресорбції

$$q_p = i_{I'} + \left(f - 1 + \sum_{j=1}^n x_j \right) i_{I_0} - f \times i_{III} - \sum_{j=1}^n x_j \times i_{IIIx_j}.$$

Питома теплота, що передається в ресорбері-дегазаторі PD_j і перевірка його теплового балансу може виконуватися за таким виразом

$$q_{PD_j} = f(i_{(IIj+I)f} - i_{(IIj+III)f}) + \sum_{k=j+1}^n x_k (i_{(IIj+I)x_k} - i_{(IIj+III)x_k}) = \sum_{k=j}^n x_k (i_{(IIj)x_k} - i_{(IIj+II)x_k})$$

Далі перевіряється тепловий баланс циклу, визначається холодильний коефіцієнт і виконується подальший розрахунок відомими методами.

Виконано аналіз характеристик двоступінчастої КРХМ залежно від нижчої температури кипіння робочого тіла $T_{он}$ при різному вибраному тиску дегазації P_o і порівняно їх з характеристиками КДХМ з повним проміжним охолодженням при стисканні пари у відцентрових турбокомпресорах.

Теплові розрахунки двоступінчастої КРХМ виконано при значеннях нижчої температури кипіння розчину $T_{он}$ в дегазаторі від мінімально можливої до 273 К і тиску дегазації $P_o = 19,6; 39,2; 98,0; 196$ кПа. Відповідно до цих тисків на рисунках позначені лінії характеристик КРХМ у порядку зростання тиску цифрами: 1 – 19,6 кПа, 2 – 39,2 кПа, 3 – 98,0 кПа, 4 – 196 кПа. Лінії характеристик аміачної КДХМ при умові охолодження до тієї ж температури позначені лінією 5. Температурний напір в ресорбері прийнятий 4 К, а на холодному кінці ресорберу і на кінцях ресорберів-дегазаторів $PD1$ та $PD2$ – 3 К. Такі ж температурні напори прийняті і для апаратів КДХМ.

На рис. 4 приведена залежність від $T_{он}$ безрозмірної величини питомої ефективної холодопродуктивності K_e для КРХМ (лінії 1, 2, 3, 4) і для КДХМ (лінія 5). Для КРХМ, на відміну від КДХМ ця залежність визначається ділянкою графіка, що відповідає різним тискам P_o у певному інтервалі, тобто багатозначно. Для КДХМ ця залежність визначається лінією графіка, тобто однозначно. З пониженням P_o у КРХМ K_e зростає. Наприклад при $T_{он}=256$ К та $P_o=196$ кПа, її величина відповідає КДХМ і дорівнює 3,4, а при пониженні P_o до 98 кПа, 39,2 кПа та 19,6 кПа K_e збільшується відповідно до 4,3, 4,55 і 4,8. При $P_o=98$ кПа K_e збільшується на 26,5%. В порівнянні з КДХМ при значеннях $T_{он} = 230...270$ К збільшення K_e може досягти 50...37% при тиску дегазації 19,6 кПа та відповідно 30...27% - при 39,2 кПа.

Верхня границя тиску дегазації обмежується вищою концентрацією киплячого в дегазаторі розчину ξ_8 (рис. 2). У граничному випадку $\xi=1$ і тиск кипіння відповідає

чистому агенту. Таким чином при отриманні тієї ж нижчої температури тиск кипіння робочого тіла у ступінчастій КРХМ нижчий ніж в КДХМ.

Нижня межа тиску дегазації обмежується можливостями компресора. З пониженням тиску дегазації зменшується густина пари, а при тиску нижче за атмосферного можливий підсос повітря в КРХМ. Таким чином, у кожному окремому випадку, слід підбирати певне мінімальне значення P_o виходячи також і з конструктивних особливостей машини, що може знизити металоємність апаратів з вищим тиском.

Важливою перевагою двоступінчастої КРХМ перед КДХМ є значно менший вищий тиск в апаратах. На рис. 4, б приведена залежність від $T_{он}$ тиску ресорбції для двоступінчастої КРХМ (1,2,3,4) і конденсації для КДХМ (5).

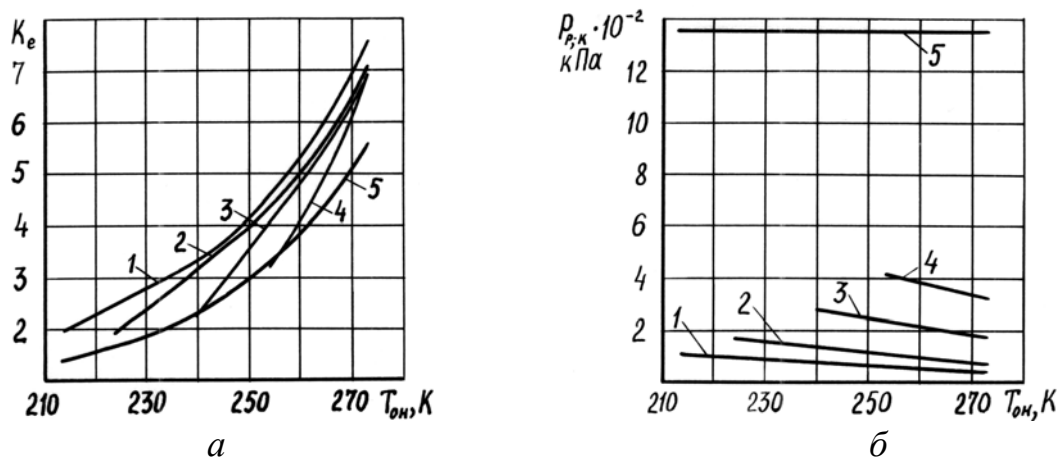


Рисунок 4 – Залежність K_e (а) та тиску ресорбції (б) від $T_{он}$ для двоступінчастої КРХМ (1, 2, 3, 4) і для КДХМ (5)

Джерело: розроблено авторами

Нижня межа тиску дегазації обмежується можливостями компресора. З пониженням тиску дегазації зменшується густина пари, а при тиску нижче за атмосферного можливий підсос повітря в КРХМ. Таким чином, у кожному окремому випадку, слід підбирати певне мінімальне значення P_o виходячи також і з конструктивних особливостей машини, що може знизити металоємність апаратів з вищим тиском.

Важливою перевагою двоступінчастої КРХМ перед КДХМ є значно менший вищий тиск в апаратах. На рис. 4, б приведена залежність від $T_{он}$ тиску ресорбції для двоступінчастої КРХМ (1,2,3,4) і конденсації для КДХМ (5). В КДХМ тиск конденсації не залежить від температури отриманого холоду і визначається температурою навколишнього середовища. У двоступінчастої КРХМ тиск ресорбції нижчий в 3,5...17 раз і залежить від вибраного тиску дегазації P_o і температури $T_{он}$. Тиск ресорбції підвищується при збільшенні P_o , і незначно підвищується при зниженні $T_{он}$ та постійному значенні P_o . При $T_{он}=273...213$ К тиск ресорбції в двоступінчастій КРХМ не перевищує 417 кПа, тому у КРХМ можна використовувати компактні пластинчасті теплообмінні апарати.

Висновки. Розробка ресорбційних холодильних машин на основі ступінчастих зразкових циклів може зменшити ступінь стиску робочого тіла циклу до необхідної оптимальної величини, підвищити термодинамічну ефективність циклу і в результаті дасть можливість використовувати високоефективні турбокомпресори для стискання

пари, або термічні компресори, які використовують низькопотенційне тепло ВЕР, природних ресурсів та ін. джерел.

Список літератури

1. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / под ред. В.М. Бродянского. Москва: Энергия, 1979. 288 с.
2. Мартыновский В.С., Шнайд И.М. Термодинамический анализ обратного цикла Лоренца. *Холодильная техника и технология*. Киев: Техника. 1966. Вып. 3. С. 12-17.
3. Niebergall W. Handbuch der Kältetechnik. Bd. VII. - Berlin (Göttingen) Heidelberg.: Springer-Verlag, 1959. 540 s.
4. Бадыйлес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. Москва: Пищевая промышленность, 1966. 356 с.
5. Блиер Б.М., Вургафт А.В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. Москва: Пищевая промышленность, 1971. 203 с.
6. Машины и системы низькопотенціальної енергетики. URL: http://sergey-osetrov.narod.ru/Projects/Heat_Pump/not_traditional_sources_low-potential_energy.htm (дата звернення: 3.09.2019).
7. Расчет двухступенчатой абсорбционно-резорбционной машины. URL: <http://vseholodilniki.ru/stati/absorbtsionnye-holodilnye-mashiny/raschet-dvuhstupenchatoj-a> (дата звернення: 8.09.2019).
8. А.с. СССР №1103054, кл. F25B 1/00, F25B 15/12. Холодильная установка / Одесский технолог. ин-т холоод. пром-ти; В.Я. Ошовский, А.Г.Дергачёв. Заявл. 20.05.83; Опубл. 15.07.84, Бюл. № 26. 3 с.

References

1. Martynovskij, V.S. (1979). *Cycles, schemes and characteristics of thermotransformers*. V.M. Brodjanskogo (Ed.). Moscow: Jenergija [in Russian].
2. Martynovskij, V.S. & Shnajd, I.M. (1966). Termodinamicheskij analiz obratnogo cikla Lorenci [Thermodynamic analysis of the reverse Lorentz cycle]. *Holodil'naja tehnika i tehnologija – Refrigeration and Technology*, Vol. 3, 12-17 [in Russian].
3. Niebergall, W. (1959). Handbuch der Kältetechnik. Bd. VII. - Berlin (Göttingen) Heidelberg.: Springer-Verlag [in Germany].
4. Badyl'kes, I.S. & Danilov, R.L. (1966). *Absorbcionnye holodil'nye mashiny [Absorption Chillers]*. Moscow: Pishhevaja promyshlennost' [in Russian].
5. Blier, B.M. & Vurgaft, A.V. (1971). Teoreticheskie osnovy proektirovanija absorbcionnyh termotransformatorov. Moscow: Pishhevaja promyshlennost' [in Russian].
6. Mashiny i sistemy nizkopotencial'noj energetiki [Machines and systems of low potential energy]. *sergey-osetrov.narod.ru*. Retrieved from: http://sergey-osetrov.narod.ru/Projects/Heat_Pump/not_traditional_sources_low-potential_energy.htm [in Russian].
7. Raschet dvuhstupenchatoj absorbcionno-rezorbcionnoj mashiny [The calculation of the two-stage absorption-resorption machine]. *vseholodilniki.ru*. Retrieved from: <http://vseholodilniki.ru/stati/absorbtsionnye-holodilnye-mashiny/raschet-dvuhstupenchatoj-a> [in Russian].
8. A.s. SSSR №1103054, kl. F25V 1/00, F25B 15/12. *Holodil'naja ustanovka [Refrigeration unit]*. Odesskij tehnolog. in-t holod. prom-ti; V.Ja. Oshovskij, A.G.Dergachjov. - Zajavl. 20.05.83; Opubl. 15.07.84, Bjul. № 26. 3s. [in Russian].

Viktor Oshovsky, Assos. Prof., PhD tech. sci., **Serhij Anastasenko**, PhD tech. sci., **Mykola Svyateckiy**, PhD tech. sci., **Oleksandr Shostak**

Pervomaisk Branch of the National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Pervomaisk, Ukraine

Energy Efficiency of Stage Resorbational Cycles for Cooling

The purpose of the article is to analyze the energy efficiency of resorption refrigeration cycles, which can contribute to energy conservation during cooling of liquid and gaseous products in agriculture and other industries. It is known that the Lorentz cycle is exemplary for cooling processes and, unlike the Carnot cycle, is thermodynamically more efficient due to the change in the temperature of the cooling fluid. Cycles with stepped resorption operate on the Lorentz principle, but further scientific studies are needed to introduce them into the industry.

In the absorption cycles, the product is cooled in the degasser when the solution is boiled in a predetermined temperature range. The solution is taken from the last resorption step and throttled into the cold

end of the degasser. In the degasser, the solution boils at constant low pressure and temperature rise in accordance with the interval of change of temperature of the cooled product. The steam formed is compressed by the compressor and fed from the degasser to the resorber. A low concentration solution from the warm end of the degasser is also pumped there. In the resorber steam is partially absorbed by the solution when the heat is discharged into the environment. Next, the steam continues to be absorbed in the resorbers, which are cooled by the boiling solution. Part of this solution is taken from the entrance to each resorber and throttled into the degassing cavity that cools the resorber. Increasing the number of resorption steps makes it possible to increase the concentration of the solution and lower its temperature after throttling into the degasser, or to reduce the ratio of the resorption pressure to the degassing pressure. It should be noted that in cycles on solutions, in contrast to cycles on pure agents, there are two degrees of freedom that are chosen to obtain a given cooling temperature - it is not only the pressure but also the concentration of the solution that complicates the calculations. Therefore, a generalized technique for the thermal calculation of cycles with different number of absorption steps is developed to cool the flow of substances from ambient temperature to a given low temperature.

According to the developed methods of construction and calculation of cycles on ammonia solution in water, the specific energy efficiency of cycles and the degree of compression of steam in the compressor are analyzed, depending on the cooling temperature and the number of resorption stages. Comparison of indicators with two-stage ammonia cycle is given. The analysis shows the higher energy efficiency of the resorption cycles, and that with the increase in the number of resorption rates in the cycles, the ratio of the resorption pressures and degassing decreases. This allows the steam to be compressed in efficient turbochargers or in thermal compressors when using heat of low temperature potential, which will also contribute to energy conservation during cooling of liquid and gaseous products in various industries, including in agriculture.

resorber, rezorber, step, cycle, coolings, cold

Одержано (Received) 29.10.2019

Прорецензовано (Reviewed) 14.11.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.331.022

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.178-186>

І.М. Осипов, проф., канд. техн. наук, **І.П. Сисоліна**, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: kntu.shm.osipovim@gmail.com

Обґрунтування раціонального співвідношення дугової довжини вакуумної камери та кількості комірок висівного диска пневмомеханічних вакуумних висівних апаратів

Встановлено, що значні резерви в підвищенні якості розподілу насіння сівалками з пневмомеханічними вакуумними висівними апаратами по площі живлення містяться в зменшенні пульсації величини розрідження в вакуумній камері за рахунок раціонального співвідношення її дугової довжини та кількості комірок висівного диска. Запропоновано математичний вираз для визначення пріоритетного ряду кількості комірок висівного диска для висівних апаратів з певною дуговою довжиною вакуумної камери. Результати теоретичних досліджень експериментально підтверджені в лабораторних умовах.

пневмомеханічний висівний апарат, насіння, вакуумна камера, комірки, висівний диск

И.Н. Осипов, проф., канд. техн. наук, **И.П. Сысолина**, доц., канд. техн. наук

Центральноукраинский национальный технический университет, г. Кропивницкий, Украина

Обоснование рационального соотношения дуговой длины вакуумной камеры и количества ячеек высевающего диска пневмомеханических вакуумных высевающих аппаратов

Установлено, что значительные резервы в повышении качества распределения семян сеялками с пневмомеханическими вакуумными высевающими аппаратами по площади питания имеются в уменьшении пульсации величины разрежения в вакуумной камере за счет рационального соотношения ее дуговой длины и количества ячеек высевающего диска. Предложена математическая формула определения приоритетного ряда количества ячеек высевающего диска высевающих аппаратов с определенной дуговой длиной вакуумной камеры. Результаты теоретических исследований экспериментально подтверждены в лабораторных условиях.

пневмомеханический высевающий аппарат, семена, вакуумная камера, ячейки, высевающий диск

Вивченню процесу висіву насіння пневмомеханічними висівними апаратами, в основу якого покладена взаємодія насіння з дозуючим органом, що здійснюється за допомогою повітряного потоку, присвячені праці багатьох авторів [1, 2].

Встановлено [3, 4], що даний процес залежить від розмірів, форми і фізико-механічних властивостей насіння, геометричних розмірів комірок диска, його матеріалу, співвідношення кінематичних параметрів насіння і комірок диска в момент їх взаємодії, величини розрідження повітря в вакуумній камері та інших факторів

Багато дослідників відмічають значну чутливість пневмомеханічних висівних апаратів до зміни рівня розрідження в вакуумній камері [5]. Іншими дослідженнями [28, 29] виявлено, що поряд з величиною розрідження в вакуумній камері на заповнення насінням комірок висівного диска впливає і глибина вакуумної камери. Але дані фактори є залежними: при зміні глибини вакуумної камери відбувається перерозподіл динамічної і статичної складових повного тиску за рахунок збільшення швидкості повітряного потоку. При постійних витратах повітря в висівному апараті це призводить до зміни величини розрідження і, як наслідок, впливає на заповнення комірок висівного диска насінням.

Аналіз результатів досліджень пневмомеханічних висівних апаратів показав, що при обертанні висівного диска розрідження в вакуумній камері не є постійною величиною, що призводить до погіршення якісних показників розподілу насіння по довжині рядка [6]. Однією з причин пульсуючої зміни вакууму є залежність коефіцієнту гідравлічного опору пневмомеханічних апаратів вакуумного типу від кількості комірок висівного диска, що знаходяться в зоні вакуумної камери (рис. 1).

Використовуючи рівняння енергоємності, можна записати:

$$N_e = \Delta p_1 \cdot Q_1 = \Delta p_2 \cdot Q_2 = \text{const}, \quad (1)$$

де N_e – енергоємність висіву висівним апаратом, Вт;

$\Delta p_1, \Delta p_2$ – втрати тиску у висівному апараті при кількості комірок диска, що знаходяться в зоні вакуумної камери, k_1 та k_2 відповідно, Па;

Q_1, Q_2 – витрати повітря у висівному апараті при кількості комірок висівного диска, що знаходяться в зоні вакуумної камери, k_1 та k_2 відповідно, м³/с.

$$\Delta p_1 = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}; \quad \Delta p_2 = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot V_2^2}{2}, \quad (2)$$

де ζ_1, ζ_2 – коефіцієнт гідравлічного опору висівного пневмомеханічного апарата при кількості комірок висівного диска, що знаходяться в зоні вакуумної камери, k_1 та k_2 відповідно;

ρ – щільність повітря, кг/м^3 ;

V_1, V_2 – швидкість повітряного потоку в патрубку вакуумної камери при кількості комірок висівного диска, що знаходяться в зоні вакуумної камери, k_1 та k_2 відповідно, м/с .

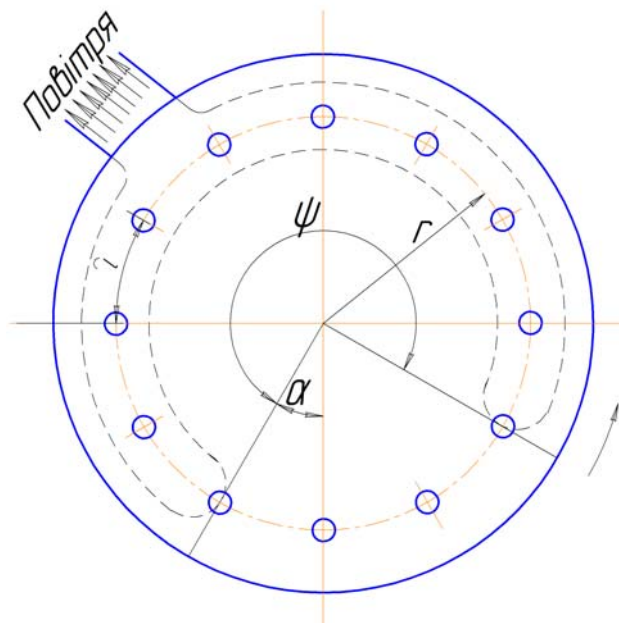


Рисунок 1 – Кришка висівного апарата з вакуумною камерою та висівний диск

Джерело: розроблено автором

Швидкість повітряного потоку в патрубку вакуумної камери можна визначити за рівнянням Бернуллі:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{вак}_1}}{\rho \cdot (1 + \zeta_1)}}; \quad V_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{вак}_2}}{\rho \cdot (1 + \zeta_2)}}, \quad (3)$$

де $p_{\text{вак}_1}, p_{\text{вак}_2}$ – величина розрідження в вакуумній камері при кількості комірок висівного диска, що знаходяться в зоні вакуумної камери, k_1 та k_2 відповідно, Па.

Підставляючи значення V_1 та V_2 з (3) в рівняння (2) і враховуючи при цьому рівняння об'ємних витрат:

$$Q_1 = V_1 \cdot f; \quad Q_2 = V_2 \cdot f, \quad (4)$$

де f – площа прохідного перерізу патрубку вакуумної камери, м^2 .

Після перетворень отримаємо:

$$p_{\text{вак}_2} = \left(\frac{\zeta_1}{\zeta_2} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1 + \zeta_2}{1 + \zeta_1} \cdot p_{\text{вак}_1} \quad (5)$$

Як видно з рівняння (5), коливання величини коефіцієнта гідравлічного опору висівного апарата ζ призводять до коливання величини розрідження в його вакуумній камері, що негативно впливає на якість висіву насіння. Вплив цієї невідповідності особливо сильно проявляється у двох випадках: при висіві великого за розміром насіння висівним диском з комірками великого діаметра, а також у пневмомеханічних висівних апаратів з невеликою кутовою довжиною вакуумної камери.

Так, в пневмомеханічному апараті сівалки СУПН-8А кутова величина вакуумної камери становить $\psi=270^\circ$. При використанні висівного диска з кількістю комірок $z=14$ діаметром 5,5 мм, рівномірно розташованих по колу радіусом $r=60$ мм, в різні моменти часу в зоні вакуумної камери знаходяться 10 або 11 комірок. Це призводить до зменшення (при $k=11$) або збільшення (при $k=10$) величини розрідження в вакуумній камері.

Умовою знаходження постійної кількості комірок висівного диска в зоні вакуумної камери є одночасність входу у вакуумну камеру однієї комірки і виходу із зони вакуумної камери іншої комірки (рис. 1), яку можна записати співвідношенням:

$$\psi \cdot r = \tilde{l} \cdot k, \quad (6)$$

де ψ – кутова величина дуги вакуумної камери, рад.;

r – радіус кола обертання центрів комірок висівного диска, м;

$\tilde{l}$ – відстань між центрами суміжних комірок по дузі кола їх обертання, м;

k – ціле число, $k < z$;

z – кількість комірок висівного диска, шт.

Враховуючи, що:

$$\tilde{l} = \frac{2\pi \cdot r}{z}, \quad (7)$$

з рівняння (6) знаходимо:

$$\psi = \frac{2\pi \cdot k}{z}, \quad (8)$$

або:

$$\psi = \frac{360 \cdot k}{z}, \quad (9)$$

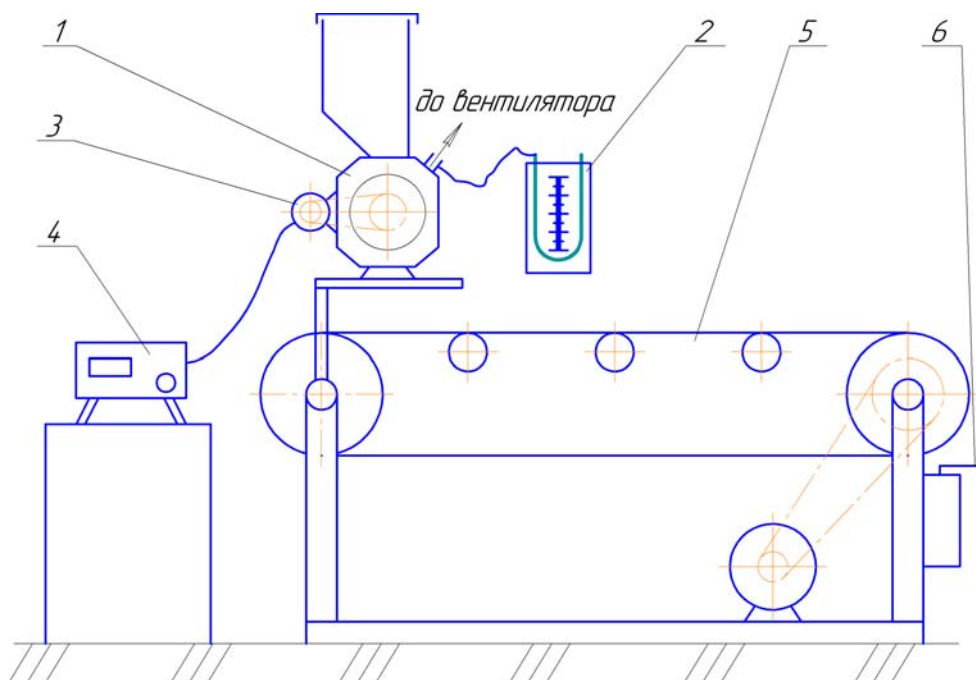
де кут ψ – в градусах.

Використовуючи вираз (9) можна отримати пріоритетний ряд кількості комірок для пневмомеханічних висівних апаратів вакуумного типу для $\psi=270^\circ$: $z=4, 8, 12, 16, 20, 24, 28$ і т.д.

Для підтвердження результатів теоретичних досліджень щодо стабілізації рівня розрідження в вакуумній камері за рахунок узгодження довжини вакуумної камери та кількості комірок висівного диска та перевірку якісних показників роботи

пневмомеханічного висівного апарата на відповідність існуючим АТВ була розроблена програма експериментальних досліджень.

Для реалізації даної програми використовувалась експериментальна установка (рис. 2), що вміщує об'єкт дослідження – пневмомеханічний висівний апарат 1 з манометром 2 для контролю рівня розрідження в вакуумній камері. Відбір повітря з висівного апарата здійснювався за допомогою відцентрового вентилятора з заслінкою, що давало можливість регулювати рівень розрідження в вакуумній камері.



1–висівний апарат; 2–манометр; 3–мотор-редуктор; 4–латер; 5–стрічка; 6–регулятор швидкості стрічки

Рисунок 2 – Функціональна схема установки для дослідження висівного апарата

Джерело: розроблено автором

Привід висівного апарата здійснювався ланцюговою передачею від мотор-редуктора 3 з живленням через латер 4, що давало змогу змінювати оберти висівного диска в діапазоні 2...9,2 рад/с.

Для оцінки якісних показників роботи висівного апарата використовувалась відома методика з висівом на стрічку 5 [7, 8]. Швидкість руху стрічки змінювалась електронним регулятором 6 в діапазоні 1,5...3,5 м/с.

Бункер висівного апарата заповнювався не менше ніж на 2/3 його об'єму. Висівний диск провертався для заповнення комірок насінням, розрідження в вакуумній камері встановлювалось на заданому рівні та контролювалось манометром (3140 Па).

Досліди проводились з серійним диском ($z=14$) та запропонованим ($z=16$) при кутовій довжині вакуумної камери $\psi=270^\circ$ та швидкості стрічки 1,5 м/с при послідовному збільшенні кутової швидкості диска від 2 рад/с до 9 рад/с з кроком 1 рад/с.

Перехід до нової серії дослідів здійснювався заміною серійного диска ($z=22$) та запропонованого ($z=24$), швидкості липкої стрічки 3,5 м/с.

Дані кінематичні режими дають змогу забезпечувати як мінімальний інтервал висіву на максимальній швидкості (5 см) так і максимальний інтервал висіву на мінімальній швидкості (57 см).

В якості критерію при оцінюванні якості роботи висівного апарата використовувався коефіцієнт варіації:

$$W = \sqrt{\frac{n \cdot \sum_{i=1}^n X_i^2}{\left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2}} - 1 \cdot 100. \quad (10)$$

Проведені експериментальні дослідження підтвердили результати теоретичних досліджень. Якісні показники роботи висівного апарата з запропонованими дисками ($z=16$, $z=24$) кращі за якісні показники при роботі висівного апарата з серійними дисками ($z=14$, $z=22$). За проведеними дослідженнями коефіцієнт варіації знижується з 55–73% до 37–48% (рис. 3, 4).

Коефіцієнт варіації практично не змінюється при збільшенні комірок на висівному диску з 14 до 22 або з 16 до 24 і підвищенні швидкості липкої стрічки з 1,5 м/с до 3,5 м/с. Останнє явище пояснюється практично пропорційним підвищенням як висівної спроможності апарата так і поступальної швидкості липкої стрічки (агрегату).

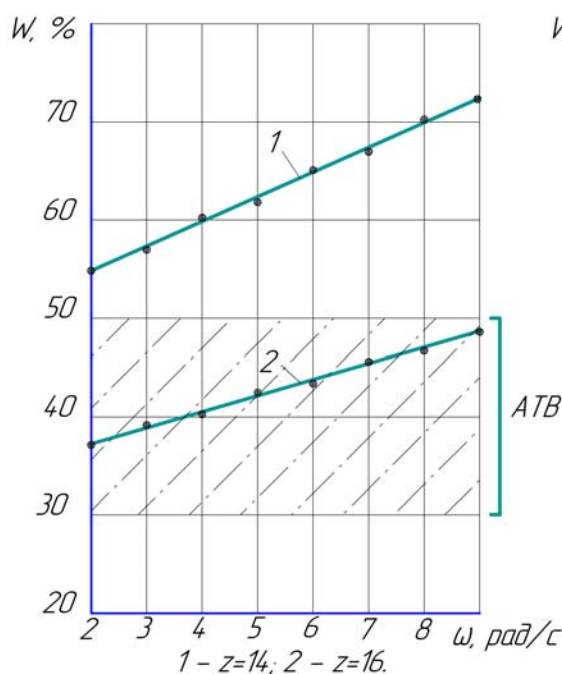


Рисунок 3 – Залежність коефіцієнту варіації від кутової швидкості диска (швидкість липкої стрічки 1,5 м/с)

Джерело: розроблено автором

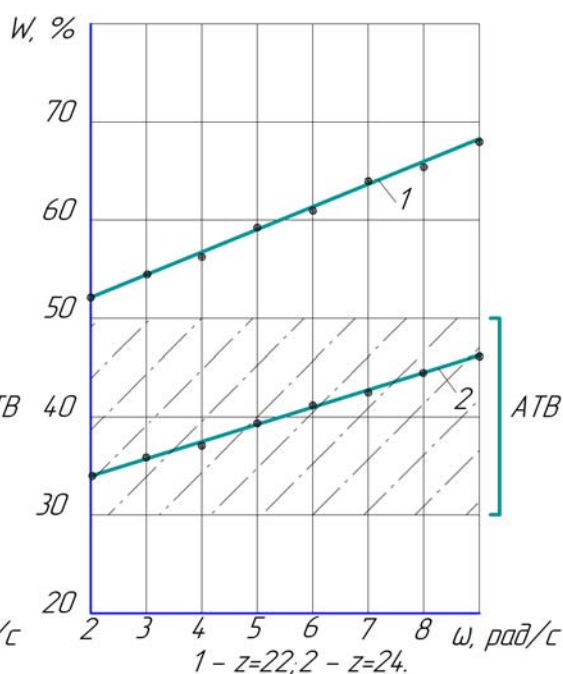


Рисунок 4 – Залежність коефіцієнту варіації від кутової швидкості диска (швидкість липкої стрічки 3,5 м/с)

Джерело: розроблено автором

Для оцінювання тісноти зв'язку між вихідними та розрахунковими даними за формулою (11) були розраховані коефіцієнти кореляції, що описують залежності на рис. 3 та 4:

$$K = \frac{N \cdot \sum_{i=1}^n W \cdot W' - \sum_{i=1}^n W \cdot \sum_{i=1}^n W'}{\sqrt{\left[N \cdot \sum_{i=1}^n W^2 - \left(\sum_{i=1}^n W \right)^2 \right] \cdot \left[N \cdot \sum_{i=1}^n W'^2 - \left(\sum_{i=1}^n W' \right)^2 \right]}}, \quad (11)$$

де K – коефіцієнт кореляції;
 N – кількість проведених дослідів;
 n – порядковий номер відгуку;
 W' – відгук за експериментом;
 W – відгук за розрахованою регресивною залежністю.
 - рисунок 3:

$$W = 49,652 + 2,515\omega; \quad (12)$$

$$W = 33,86 + 1,637\omega; \quad (13)$$

- рисунок 4:

$$W = 52,064 + 1,618\omega; \quad (14)$$

$$W = 35,493 + 1,25\omega. \quad (15)$$

Розраховані за формулою (11) коефіцієнти кореляції відповідно становлять $K=0,98$, $K=0,99$; $K=0,98$ та $K=0,99$, що підтверджує адекватність отриманих рівнянь.

Аналіз залежності на рис. 3 та 4 також вказує на погіршення якісних показників роботи висівного апарата при збільшенні кутової швидкості висівного диска, що збігається з результатами попередніх досліджень, проведених іншими дослідниками [9, 10].

Отже, раціональним співвідношенням кутової довжини вакуумної камери і кількості комірок висівного диска слід вважати таке, при якому відбувається одночасний вхід однієї комірки в зону вакуумної камери та вихід іншої комірки із зони вакуумної камери. Для пневмомеханічного вакуумного висівного апарата типу СУПН-8А таке співвідношення становить $\psi=270^\circ$ та $z=16$, $z=24$.

Список літератури

1. Процеси, машини та обладнання АПВ : навч. посіб. / М.О Свіренєв., В.П. Смірнов, І.М. Осипов та ін. ; за ред. М.І. Черновола. Кропивницький : Лисенко В. Ф., 2015. 296 с.
2. Сільськогосподарські машини : підручник / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.В. Іщенко та ін. ; за ред. Д.Г. Войтюка. Київ : Агроосвіта, 2015. 679 с.
3. Гевко Б.М. Математична модель руху зерна по рухомих поверхнях висівних апаратів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету*. 2012. № 11. С. 113 – 118.
4. Попик П.С. Пневмомеханічний висівний апарат з направленим вектором присмоктувальної сили. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України; Серія «Техніка та енергетика АПК»*. Київ, 2014. Вип. 196, Ч. 1. С. 425 - 428.
5. Попик П.С. Встановлення закономірності зміни присмоктуючого зусилля від відстані до зернини при дозуванні насіння пневмомеханічним висівним апаратом. *Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: тези доповідей міжнародної конф., 11-15 березня 2014 р. Київ : НУБіП України, 2014. - С. 98.*
6. Пневмомеханічний висівний апарат / І.М. Осипов, І.П. Сисоліна, О.С. Дерев'янка : пат. 90738 Україна : МПК А01С 7/04. № u 2013 15061 ; заявл. 23.12.2013 ; опубл. 10.06.2014, Бюл. № 11.
7. Спосіб визначення якості розподілу сипких матеріалів вздовж рядка / П.В. Сисолін, І.М. Осипов, І.П. Сисоліна : пат. 34019 Україна : МПК А01С 7/00. № u 2008 02025 ; заявл. 18.02.2008 ; опубл. 25.07.2008, Бюл. № 14.
8. Киреев И.М., Коваль З.М. Совершенствование методов и средств испытаний высевальных аппаратов точного посева. *Техника в сельском хозяйстве*, 2010. № 5. С. 25-27.
9. Технологічні основи проектування та виготовлення посівних машин : монографія / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, Ю.Ф., Павельчук та ін. Тернопіль: Вид. ТНТУ імені Івана Пулюя, 2013. 238 с.
10. Мигальов А., Легкодух І. Ефективність сівалок мовою цифр. *The Ukrainian Farmer*, 2013. № 2. С. 102-104.

References

1. Sviren, M.O., Smirnov, V.P., Osypov, I.M. et al. (2015). Procesy, mašyny ta obladnannja ahropromyslovoho vyrobnytva [Processes, machines and equipment of agro-industrial production]. Kropyvnytskyi [in Ukrainian].
2. Voitiuk, D.H., Aniskevych, L.V., Ishchenko, V.V. et al. (2015). *Silskohospodarski mashyny [Agricultural machinery]*. Kyiv: [in Ukrainian].
3. Hevko, B.M. (2012). Matematychna model rukhu zerna po rukhomykh poverkhniakh vysivnykh aparativ [Mathematical model of grain motion on moving surfaces of seeding apparatus]. *Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu – Collection of scientific works of Vinnytsia National Agrarian University*, 11, 113 – 118 [in Ukrainian].
4. Popyk, P.S. (2014). Pnevмомеханічний висівний апарат з направленим вектором прискотуальної сили [Pneumomechanical seeding machine with directional suction force vector]. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy; Seriya «Tekhnika ta enerhetyka APK» – Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Environmental Management of Ukraine; Series "Engineering and Energy of Agroindustrial Complex", Vol.1, 196, 425 – 428* [in Ukrainian].
5. Popyk, P.S. (2014). Vstanovlennia zakonmirnosti zminy prysmoku choho zusyillia vid vidstani do zernyny pry dozuvanni nasinnia pnevomomekhanichnym vysivnym aparatom [Establishing patterns of change in suction bringing effort from distance to the grain when dispensing seeds with a pneumatic mechanical seeding machine]. *Problemy ta perspektyvy rozvytku tekhnichnykh ta bioenerhetychnykh system pryrodokorystuvannia: tezy dopovidei mizhnarodnoi konferentsii (11-15 bereznia 2014 r.) – Problems and prospects of development of technical and bioenergy systems of nature management: abstracts of papers of international conference.* (p. 98). Kyiv: National University of Life and Environmental Sciences [in Ukrainian].
6. Osypov, I.M., Sysolina, I.P. & Derevianko, O.S. (2013). Ukraine Patent No. 90738. Kyiv.
7. Sysolin, P.V., Osypov, I.M. & Sysolina, I.P. (2008). Ukraine Patent No. 34019. Kyiv.
8. Kyreev, Y.M., Koval, Z.M. (2010). Sovershenstvovanye metodov y sredstv uspytanykh vysevaiushchykh apparatov tochnoho vyseva [Improving methods and means of testing precision sowing units]. *Tekhnika v selskom khoziaistve – Technics in agriculture*, 5, 25-27.
9. Hevko, B.M., Liashchuk, O.L., Pavelchuk, Yu.F. et al. (2013). Tekhnologichni osnovy proektuvannia ta vyhotovlennia posivnykh mashyn [Technological bases of designing and manufacturing of seeding machines]. Ternopil: TNTU imeni Ivana Puluia [in Ukrainian].
10. Myhalov, A., Lehkodukh, I. (2013). Efektyvnist sivalok movoiu tsyfr [The efficiency of seeders in the language of numbers]. *The Ukrainian Farmer*, 2, 102-104 [in Ukrainian].

Ihor Osypov, Prof PhD tech. sci., **Iryna Sysolina**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Reasoning of Rational Ratio of Arc Length of Vacuum Chamber and Number of Cells of Sowing Disc of Pneumomechanical Vacuum Sowing Machines

Considerable backlogs in upgrading of distribution of seed by seeders with pneumomassage vacuum seedmeters areally feed are contained in reduction of pulsation of size of rarefaction in a vacuum chamber. One of reasons of such pulsation is dependence of coefficient of hydraulic resistance of vehicles on the amount of cells of sowing disk, being in the zone of a vacuum chamber. Influence of this dependence is special strongly shows up at sowing of large seed sowing disks with the cells of large-break, and also in pneumomassage seedmeters with small angular length of a vacuum chamber.

Thus, in the pneumomechanical seeding machine of the SUPN-8A seeder, the angular value of the vacuum chamber is 270° . When using a seeding disk with 14 cells that are evenly spaced in a circle, 10 or 11 cells are in the area of the vacuum chamber at different points in time. It results in a decrease (11 cells) or an increase (10 cells) of the vacuum in the vacuum chamber.

The condition of being of permanent amount of cells of sowing disk in the zone of a vacuum chamber is set and the priority row of amount of cells is got for the pneumomassage seedmeters of a vacuum type with the fixed angular length of a vacuum chamber.

Taking into account the requirement, a priority number of cells of the seeding disk of pneumomechanical seeding devices of vacuum type with an angular value of vacuum chamber 270° was obtained: 4, 8, 12, 16, 20, 24, 28, etc.

Experimental verification of working hypothesis and formed mathematical model confirmed their adequacy. Quality indexes of work of seedmeter with offer disks higher than indexes during work of seedmeter

with serial disks. The coefficient of variation of unevenness of distribution of seed along a row went down from 55-73% to 37-48%.

For the pneumomassage seedmeters of a vacuum type with the fixed angular length of a vacuum chamber, rational correlation of angular length of a vacuum chamber and amount of cells of sowing disk it is necessary to count such at that there is simultaneous included of one cell in the zone of a vacuum chamber and exit of other cell from the zone of a vacuum chamber. For a pneumomassage vacuum seedmeter with angular length of a vacuum chamber 270° a rational amount of cells is 16 and 24 units.

pneumomechanical sowing unit, seeds, vacuum chamber, cells, sowing disc

Одержано (Received) 20.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 05.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 621.9.048.4

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.186-193>

В.Я. Ошовський, доц., канд. техн. наук, **О.І. Грабовенко**, ст., викл., **І.А. Швець**, ст. викл.

Первомайська філія національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна

e-mail: oshovskyvikt@ukr.net, goi70@ukr.net, sheva_pm@ukr.net

Взаємодія рослинних олій з робочими контактними поверхнями деталей паливної апаратури дизельних двигунів

Виконано аналіз літературних джерел, щодо проблеми руйнування робочих поверхонь основних деталей паливної апаратури дизельних двигунів внаслідок контакту з рідкими паливами альтернативного походження. Проведено металографічне дослідження впливу контакту рослинних палив та дизельного палива на робочі поверхні деталей паливної апаратури дизельних двигунів. Здійснено аналіз впливу альтернативних палив на контактні робочі поверхні деталей диференційованим методом (до та після контакту). Зроблено аналіз отриманих результатів та надані пропозиції щодо подальших робіт по адаптації дизельних двигунів для роботи на рідких альтернативних паливах.

мікрошліф, альтернативні палива, паливна апаратура, дизельний двигун, рослинна олія, контактна поверхня, мікроскоп

В. Я. Ошовский, доц., канд. техн. наук, **А. И. Грабовенко**, ст., препод., **И.А. Швец**, ст., препод.

Первомайский филиал национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, г.Первомайск, Украина

Взаимодействие растительных масел с контактными поверхностями деталей топливной аппаратуры дизельных двигателей

Выполнен анализ литературных источников по проблеме разрушения рабочих поверхностей основных деталей топливной аппаратуры дизельных двигателей в результате контакта с жидкими топливами альтернативного происхождения. Проведено металлографические исследования влияния контакта растительных топлив и дизельного топлива на рабочие поверхности деталей топливной аппаратуры дизельных двигателей. Осуществлен анализ влияния альтернативных топлив на рабочие контактные поверхности деталей дифференцированным методом (до и после контакта). Сделан анализ полученных результатов и представлены предложения для дальнейших работ по адаптации дизельных двигателей для работы на жидких альтернативных топливах.

микрошлиф, альтернативные топлива, топливная аппаратура, дизельный двигатель, растительное масло, контактная поверхность, микроскоп

© В.Я. Ошовський, О.І. Грабовенко, І.А. Швець, 2019

Вступ. Однією з ключових тенденцій в світі на сьогодні, щодо ефективного споживання та вироблення теплової енергії, залишається розширення можливостей застосування в енергетичних установках палив отриманих з відновлювальної сировини, альтернативних до палив отриманих в ході переробки сировини нафтового походження. Основними причинами такого стану речей є: кінцева вичерпність нафтової сировини в майбутньому і як наслідок цього нестабільна поведінка ціни нафти на світовому ринку, постійне зростання попиту на нафту в умовах промислового зростання країн і як наслідок зростання споживання нафти та продуктів отриманих в ході її переробки, та пошук шляхів зменшення шкідливого впливу токсичних компонентів отриманих в ході теплової утилізації нафти та її похідних на навколишнє середовище.

Альтернативні палива останнім часом набувають широкого використання в різних галузях промисловості та сільського господарства України. Так типове сучасне фермерське господарство, приймає безпосередню участь у вирощуванні, збиранні та зберіганні відновлювальної сировини, що може стати суттєвим резервом для отримання палив альтернативного походження. Як правило таке господарство має в своєму складі автотракторний парк та енергетичні установки різного функціонального призначення де силовою установкою є двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ). За умови створення повного циклу переробки такої сировини на палива альтернативні до палив нафтового походження, з'являється можливість відчутно зменшити матеріальні витрати господарств. Про можливості резервування сировини вирощеної на полі та подальшої її переробки на паливо описано в [1, 2].

Постановка проблеми. Серед рідких альтернативних палив, що мають поступово замінити палива нафтового походження, для роботи в ДВЗ все більшого розповсюдження набувають рослинні олії. Вони по своїм фізичним властивостям, та кількості виділеної енергії під час згоряння в циліндрі двигуна майже не поступаються дизельному паливу, табл. 1.

Таблиця 1 – Фізичні властивості палива дизельного палива (ДП) та ріпакової олії (РО)

№ п/п	Параметри палив	ДП	РО
1	Густина при 20 °С, в кг/м ³	830	916
2	Кінематична в'язкість при 20 °С, в мм ² /с (сСт)	3,8	75
3	Коефіцієнт поверхневого натягу при 20 °С, в мН/м	27,1	33,2
4	Нижча теплота згоряння, в кДж/кг	42,5	37,3
5	Цетанове число	45	36

Джерело: [2]

Але треба визнати, що застосування рослинних олій на базі сировини отриманої з ріпаку, сої, та інших представників сімейства хрестоцвітих в якості палива для чотиритактних поршневих ДВЗ має певну проблематику. Пов'язана вона насамперед з специфікою хімічного складу та фізичними властивостями даних олій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Так згідно даних в [3, 4, та 5] палива отримані на основі рослинної сировини та їх сумішеві модифікати при контакті з деталями паливної апаратури (ПА) можуть викликати процеси окислення робочих поверхонь та їх часткового руйнування. Так в роботі [3] наводяться результати металографічного дослідження деталей ПА після контакту з біодизельним паливом, яке є синтетичною похідною від сировини рослинного походження.

В роботі [4] наведені не лише групи деталей ПА що контактують з біодизельним паливом, але вказані найбільш поширені матеріали з яких вони виготовленні та описано негативний вплив внаслідок контакту з альтернативним паливом. Серед таких наслідків згідно даних [4, табл. 1] є:

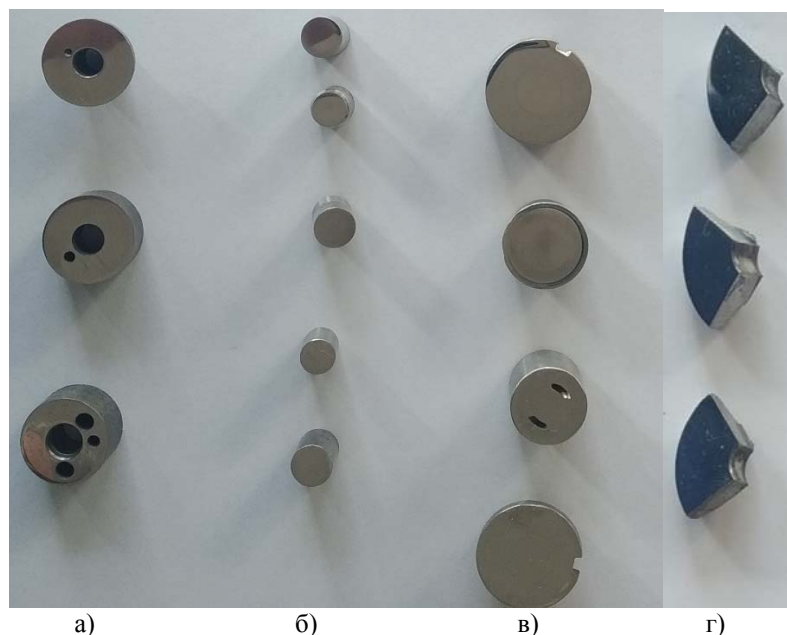
- висихання, затвердіння і руйнування гумових виробів, що входять до вузлів та складальних одиниць ПА;
- потрапляння в моторну оливу та зміна її робочих властивостей;
- корозія кольорових металів;
- утворення осаду на рухомих частинах деталей ПА з подальшою полімеризацією та коксуванням;
- забивання паперових елементів фільтрів ПА та поступовий вихід їх із ладу;
- утворення електроліту і прискорення корозії цинку;
- утворення солей органічних кислот та органічних сполук, що негативно впливають на робочі поверхні деталей ПА.

Виходячи з цього постає питання впливу альтернативних палив рослинного походження на робочі поверхні ПА дизельного ДВЗ. Тому дослідження впливу альтернативного палива з рослинних олій на робочі поверхні деталей ПА під час контакту є **актуальною проблемою**.

Постановка завдання. Відповідно метою даного дослідження є підтвердження чи спростування фактів щодо наявності/відсутності хімічного впливу рослинних олій на контактні поверхні деталей ПА дизельного двигуна під час експлуатації.

Виклад основного матеріалу. Проведення даного дослідження здійснювалось в лабораторії кафедри «Теплоенергетики та технології машинобудування» за участю співробітників кафедри «Енергетичного машинобудування» ПФ НУК. Для дослідження вищевказаного впливу на робочі контактні поверхні ПА було запропоновано наступний алгоритм:

- 1) обґрунтування та вибір дослідних зразків ПА;
- 2) підготовка їх до металографічного дослідження ;
- 3) металографічний аналіз та фотографування отриманої контактної поверхні деталей ПА;
- 4) занурення підготовлених мікрошліфів зразків з наступною витримкою їх на протязі заданого інтервалу часу та зберіганням за умов навколишнього середовища;
- 5) діставання та промивання зразків з наступним їх витиранням та подальшим металографічним дослідженням диференційованим методом;
- 6) формування заключення на основі отриманих результатів металографічного дослідження.



а) розпилювач форсунки ФД-22; б) голка форсунки ФД-45; в) плунжерна пара ПНВТ з НД-24/2;
г) корпус нагнітального клапана ПНВТ типу 962-Г

Рисунок 1 – Мікрошліфи деталей та вузлів паливної апаратури дизельних двигунів різного функціонального призначення

Джерело: фото зроблено авторами

Вибір деталей ПА дизельного двигуна для металографічного дослідження базувався, виходячи з врахування наступних факторів:

- а) матеріал зразків ПА мають бути різного хімічного складу;
- б) обрані деталі ПА мають здійснювати безпосередній контакт деталей ПА з паливом під час роботи;
- в) обрані деталі ПА під час роботи знаходяться під впливом суттєвих механічних та теплових навантажень.

Для дослідження впливу палив рослинного походження на робочі контактні поверхні ПА та порівняльного аналізу було обрано наступні рідини:

- а) дизельне пальне Л-0,10-40 по ДСТУ 3868 – 99;
- б) сояшнікова олія нерафінована ДСТУ 4492:2005;
- в) ріпакова олія нерафінована ДСТУ 46.072.2005;
- г) конопляна олія нерафінована ГОСТ 8989 – 73;
- д) лляна олія нерафінована ДСТУ ISO 150 – 2002;

Мікрошліфи занурювались в зазначені олії та дизельне пальне на фіксований час в 48 годин за наступних умов навколишнього середовища:

- тиск середовища $p_0 = 95,2$ кПа;
- температура середовища $t_0 = 16,4$ °С;
- відносна вологість повітря 75%;

Для дослідження взаємодії рослинних олій з контактними поверхнями деталей паливної апаратури було задіяно металографічний мікроскоп моделі МИМ-8 з цифровим монокуляром Bresser німецького виробництва. Отримані завдяки монокуляру цифрові зображення з поверхонь мікрошліфів, через USB-порт передавалися на мобільний персональний комп'ютер (ПК), і за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення оброблялися та зберігалися. На рисунку 2 представлено фото дослідного обладнання.



1 – металографічний мікроскоп МИМ-8; 2 – цифровий монокуляр Bresser;
3 – мобільний ПК для отримання та зберігання мікрофотографій; 4 – дослідний зразок

Рисунок 2 – Обладнання для цифрової металографії

Джерело: фото зроблено авторами

На рисунках 3,4 та 5 представлені мікрофотографії мікрошліфів деталей ПА апаратури дизельних двигунів до і після занурення в дослідні рідини. Видимі сліди механічної обробки (риски, раковини) не доводились виходячи з наступних міркувань:

а) деталі ПА отримані в ході промислового виробництва та вмонтовані в ПА дизельного двигуна мають параметри шорсткості набагато вище ніж отримані в ході підготовки мікрошліфів. Відповідно, при контакті з дослідною рідиною виступи та канавки шорсткої поверхні утворені в результаті механічної обробки будуть заповнюватись нею, забезпечуючи безпосередній контакт між рідиною та металом.

б) контактування рідини з робочими поверхнями ПА забезпечують сили поверхневого натягу, забезпечуючи при цьому заповнення міжвиступних канавок. Саме такий контакт палива з міжвиступними канавками дасть можливість спостерігати видимі результати електрохімічного пошкодження.

Дослідження дії рослинних та мінеральних олій на зразки деталей паливної апаратури проводилося таким чином. Зразки вирізалися з таких деталей (діючої) паливної апаратури: голка, клапан нагнітальний, корпус розпилювача, плунжерна пара та ніпель.

Досліджувана поверхня кожного зразка готувалася за методикою приготування мікрошліфів «до травлення». Поверхня шліфувалася на шліфувально-полірувальному верстаті для приготування мікрошліфів, на обертових дисках обтягнутих водостійким шліфувальним папером, змоченим водою. Потім полірувалася на фетровому диску, який змочувався водою з домішкою порошку окису алюмінію. На поверхнях зразків залишалися грубі риски попередньої обробки між якими були поліровані ділянки для дослідження можливості впливу травлення на поверхню кожного зразка рідин вказаних вище.

Досліджувалася мікроструктура декількох зразків кожної деталі в кожній олії «до травлення» та «після травлення». Травлення оліями тривало відбувалося згідно визначеного проміжку часу у 48 годин.

Суть утворення темних ділянок на поверхні розглянутих мікрошліфів при дії рослинних олій, що містять домішки розчину кислот, є в тому, що за фазовими складовими полірована поверхня сталейних деталей паливної апаратури неоднорідна. Так, евтектоїдна (0,8% C) сталь після зміцнюючої термообробки може містити фазові складові мартенсит+залишковий аустеніт, заевтектоїдна (більше 0,8%С) –

мартенсит+карбіди+ залишковий аустеніт при низькому відпусканні загартованої сталі, а при вищій температурі відпускання ферито-цементитну суміш. Сталь 40, з якої виготовлений ніпель – доевтектоїдна і містить ферит+цементит.

Різні фазові складові мають різний електрохімічний потенціал. Тому при дії рослинних олій, що містять складові насичених та ненасичених жирних кислот, мають різнопотенціальні фазові складові і утворюють катоди та аноди, між якими протікають мікроструми. Границі фазових зерен витравлюються, а поверхні окремих фаз розчиняються, утворюючи поглиблення. В результаті, на неоднорідній за фазовими складовими поверхні утворюється мікрорельєф, який розсіює або частково не відбиває світло. На фотознімках, отриманих на металографічному мікроскопі ці ділянки мають темний або сірий колір. Однорідні ділянки залишаються світлими.

Таким чином результати дослідження показали, що різні рослинні олії, які можна використовувати для роботи дизельних двигунів, по-різному діють на поверхні деталей ПА.

Так, під дією дизельного пального мікроструктура голки розпилювача та інших деталей (пошти) практично не змінилася. Сліди грубих рисок механічної обробки стали більш чіткими.

Під дією рапсового масла в структурі з'явився сірий фон, що свідчить про дію окремих домішок масла на фазові складові (мартенсит, карбіди і залишковий аустеніт) загартованої сталі через наявність в олії незначної кількості розчину кислот. Аналогічно діє рапсова олія і на нагнітальний клапан (рис.3,а), корпус розпилювача (рис.3, б) та на плунжер (рис.4, а).



Рисунок 3 – Мікроструктура зразків до і після травлення в рапсовій олії

Джерело: фото зроблено авторами

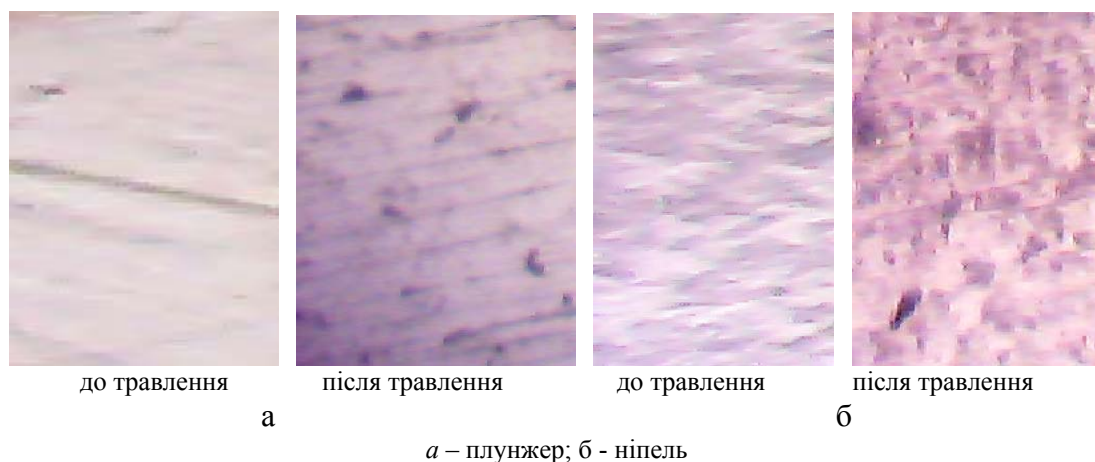


Рисунок 4 – Мікроструктура зразків до і після травлення в рапсовій олії

Джерело: фото зроблено авторами

Особливо чітко виявляється при травленні рапсовою олією мікроструктура (ферит і перліт) ніпеля, який виготовлений з доєвтектоїдної сталі, що містить близько 0,4% вуглецю.

Ще більшу дію на поверхні деталей має олія льону. Так, в мікроструктурі голки виявляються світлі та темні ділянки (рис. 5, а).

Сояшникова олія теж діє, але не так інтенсивно (рис. 5, б).

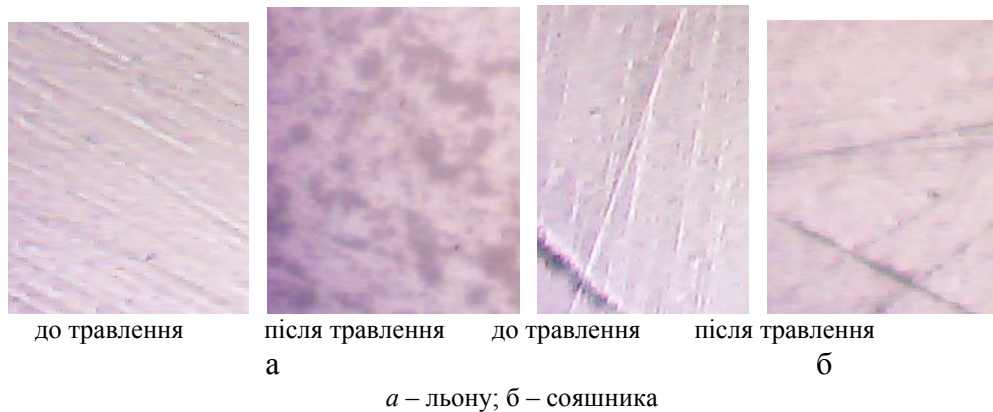


Рисунок 5 – Мікроструктура зразка голки до і після травлення в олії

Джерело: фото зроблено авторами

Висновки. Проведений аналіз впливу рослинних олій та дизельного палива на контактні робочі поверхні деталей ПА дизельних двигунів виявив що:

1) мікрошлифи деталей, які були занурені в дизельне паливо показали, що вплив дизельного палива на їх поверхню майже відсутній;

2) мікрошлифи деталей, які були занурені в рослинні олії показали наявність впливу рослинних олій (через наявність електрохімічного потенціалу на контактні поверхні ПА на фазові складові матеріалу деталей (мартенсит, карбіди і залишковий аустеніт). Найбільший вплив на фазові складові спостерігався від ріпакової та лляної олій.

Таким чином експериментально доведено, що вплив палив рослинного походження на деталі паливної апаратури через їх фізико-хімічні властивості присутній.

В зв'язку з цим доцільно продовжити дослідження впливу альтернативних палив із рослинних олій, та відповідно розширити поле експериментальної діяльності. Для цього пропонується наступне:

- а) збільшити кількісний асортимент дослідних олій;
- б) збільшити тривалість дослідження впливу рослинних олій на робочі поверхні ПА;
- в) оцінити вплив на фізико-хімічні властивості зазначених альтернативних палив від зміни зовнішніх чинників.

Список літератури

1. Адаменко О., Височанський В., Лютко В., Михайлов М. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії: підручник для енергетичних і екологічних спеціальностей вищих навчальних закладів: підручник / під ред. докт. техн. наук, проф. В. Лютко. Івано-Франківськ: "Полум'я", 2000. 225 с.
2. Девянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г., Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. Харків: Новое слово, 2007. 452 с.
3. Митков Б., Юдовинский В., Митков В. Влияние свойств биотоплива на эффективность и надежность работы дизельного двигателя. *Транспорт, экология – устойчивое развитие*: материалы

- XVI науч.-техн. конф. с межд. участием, 20–22 мая 2010 г. Варна, Болгария. 2010. С. 407–415.
4. Мельник В.М., Войцехівська Т.Й., Сумер А.Р. Дослідження основних техніко-експлуатаційних характеристик альтернативних видів палива для дизельних ДВЗ. *Наукові праці ВНТУ. секція Машинобудування та транспорт*. 2018. № 2. С. 62-74.
5. Третяк В.М., Больбут В.С., Ганженко О.М., Мазуренко А.М. Ефективність використання пального рослинного походження для живлення двигунів внутрішнього згоряння сільськогосподарських машин. *Наукові праці інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків*. 2013. Вип.19. С. 163-167 с.

Referencis

1. Adamenko, O., Vysochans'kyj, V. L'otko, V. & Mykhajlov, M. (2000). *Al'ternatyvni palyva ta inshi netradytsijni dzherela enerhii: pidruchnyk dlja enerhetychnykh i ekolohichnykh spetsial'nostej vyschykh navchal'nykh zakladiv* [Alternative fuels and other non-traditional energy sources]. V. L'otko (Ed.). Ivano-Frankivs'k, "Polum'ia" [in Ukrainian].
2. Devjanin, S.N., Markov, V.A. & Semenov, V.G. (2007). *Rastitel'nye masla i topliva na ih osnove dlja dizel'nyh dvigatelej* [Vegetable oils and fuels based on them for diesel engines]. Harkiv: Novoe slovo [in Russian]
3. Mitkov B., Judovinskij V., Mitkov V. (2010). Vlijanie svojstv biotopliva na jeffektivnost' i nadezhnost' raboty dizel'nogo dvigatelja [Influence of biofuel properties on efficiency and reliability of diesel engine operation]. Transport, ecology - sustainable development: *XVI tnauch.-tehn. konf. s mezhd. uchastiem (20–22 maja 2010 g.) – XVI Scientific and Technical Conference with International Participation* (pp. 407-415). Varna, Bolgarija [in Russian]
4. Mel'nyk, V.M., Vojtsekhivs'ka, T.J. F& Sumer, A.R. (2018). Doslidzhennia osnovnykh tekhniko-eksploatatsijnykh kharakterystyk al'ternatyvnykh vydiv palyva dlja dyzel'nykh DVZ [Investigation of the basic technical and operational characteristics of alternative fuels for diesel engines]. *Naukovi pratsi VNTU – Scientific works of VNTU*, 2, 62-74 [in Ukrainian].
5. Tretiak V.M., Bol'but V.S., Hanzhenko O.M., Mazurenko A.M. Efektyvnist' vykorystannia pal'noho rosllynnoho pokhodzhennia dlja zhyvlennia dvyhuniv vnutrishn'oho zghoriannia sil'skohospodars'kykh mashyn [Efficiency of the use of fuel of vegetable origin for powering internal combustion engines of agricultural machines]. *Naukovi pratsi instytutu bioenerhetychnykh kul'tur i tsukrovykh buriakiv – Scientific papers of the Institute of bioenergy crops and sugar beet*. 2013. Vyp.19. S. 163-167 [in Ukrainian].

Viktor Oshovsky, PhD tech. sci., **Olexandr Grabovenko**, Senior Lecturer, **Igor Shvets**, Senior Lecturer
Pervomaisk Branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Pervomaisk, Ukraine

Interaction of Vegetable Oils with the Contact Surfaces of Parts of Diesel Equipment of Diesel Engines

A number of published sources point to the problem of the chemical effect of liquid fuels of alternative origin on the metal structure of fuel equipment parts. This in turn creates certain problems in the operation of internal combustion engines using alternative fuels.

In this regard, the question of studying the chemical effect of alternative fuels of plant origin on the structure of metals in diesel engine fuel equipment has become urgent. In the course of studying this issue, an analysis of literature on the problem of the destruction of the working surfaces of the main parts of the fuel equipment of diesel engines as a result of contact with liquid fuels of alternative origin was performed. Metallographic studies of the effect of contact between vegetable fuels and diesel fuel on the working surfaces of parts of fuel equipment of diesel engines have been carried out. The analysis of the influence of alternative fuels on the working contact surfaces of parts using a differentiated method (before and after contact) is carried out.

The analysis of the results obtained showed the presence of such an effect on the phase components of the material (martensite, carbides and residual austenite) of the parts of the fuel equipment. The greatest influence on the structure of metals was revealed during the contact of the experimental samples with rapeseed and linseed oil. In this regard, it is planned to continue the experiment with expanding the amount of vegetable oils used.

micro grinder, alternative fuels, fuel equipment, diesel engine, vegetable oil, contact surface, microscope

Одержано (Received) 16.10.2019

Прорецензовано (Reviewed) 06.11.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 321.30.06

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.194-200>

М.М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук, **К.К. Щербина**, канд. техн. наук,
В.А. Мажара, доц., канд. техн. наук

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail kir2912s@ukr.net*

Т.В. Дяченко, викл.

Кропивницький інженерний коледж Центральноукраїнського національного технічного університету, м. Кропивницький, Україна

Динамічний аналіз традиційної кінцевої ланки хонінгувальної головки

В статті розглядається динамічний аналіз роботи традиційної кінцевої ланки системи регулювання радіального розміру хонінгувальної головки. Обґрунтовано доцільність проведення дослідження кінцевої ланки традиційної хонінгувальної головки у вигляді клинової кінематичної пари в зоні малих переміщень. Визначені математичні моделі передавальних функцій клинової кінематичної пари в статичі та динаміці з врахуванням функціонування в зоні малих переміщень. З врахування отриманих математичних моделей побудована перехідна характеристика функціонування клинової кінематичної пари в динаміці, що вказує на наявність інерційності процесу регулювання радіального розміру.

хонінгувальна головка, клинова кінематична пара, система регулювання радіального розміру, хонінгування отворів, перехідна характеристика, зона малих переміщень

М.М. Подгаецкий, доц., канд. техн. наук, **К.К. Щербина**, канд. техн. наук, **В.А. Мажара** доц., канд. техн. наук

Центральноукраинский национальный технический университет, г. Кропивницкий, Украина

Т.В. Дяченко, препод.

Кропивницкий инженерный колледж Центральноукраинского национального технического университета, г. Кропивницкий, Украина

Динамический анализ традиционного конечного звена хонинговальной головки

В статье рассматривается динамический анализ работы традиционной конечного звена системы регулирования радиального размера хонинговальной головки. Обоснована целесообразность проведения исследования конечного звена традиционной хонинговальной головки в виде клиновой кинематической пары в зоне малых перемещений. Определены математические модели передаточных функции клиновой кинематической пары в статике и динамике с учетом функционирования в зоне малых перемещений. С учета полученных математических моделей построена переходная характеристика функционирования клиновой кинематической пары в динамике, что указывает на наличие инерционности процесса регулирования радиального размера

хонинговальная головка, клиновая кинематическая пара, система регулирования радиального размера, хонингование отверстий, переходная характеристика, зона малых перемещений

Постановка проблеми. Сучасні етапи розвитку вимагають підвищеної точності розмірів та якості поверхонь деталей керуючої апаратури гідравлічних машин, які в свою чергу здобули великого розповсюдження в сільськогосподарській техніці та відповідають за швидкодію її елементів. У зв'язку з цим, особлива увага приділяється до фінішних операцій обробки деталей керуючої апаратури гідравлічних машин. Найбільш доцільно в якості фінішної операції застосовувати хонінгування отворів з можливістю точного регулювання радіального розміру в процесі обробки з можливістю автоматизованого керування.

© М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина, В.А. Мажара, Т.В. Дяченко, 2019

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В результаті проведеного аналізу досліджень роботи приводів вузлів верстатів, котрі виконують точні малі переміщення з низькими швидкостями з наявністю пружно взаємодіючих контактуючих поверхонь [1,2,3]. Наявність в подібних механізмах сил статичного та кінетичного тертя призводить до виникнення розбіжностей при функціонуванні ланок між собою [1]. На підставі цих факторів функціонування верстатних систем виконується в умовах перехідного процесу.

Робота точних механізмів верстатних систем при переміщеннях в межах кількох мікрометрів призводить до нерівномірного руху, який має скачко-подібний характер з періодичними стрибками і зупинками.

Внаслідок, чого функціонування таких систем необхідно оцінювати на основі динамічних досліджень.

Постановка завдання. Існуючі літературні джерела та матеріали каталогів [4,5] доводять неможливість автоматичного регулювання розмірів для отворів з діаметром менше 35мм. Але не надається теоретичне обґрунтування такого недоліку, а лише наводяться каталожні показники. В даній роботі надається теоретичне обґрунтування причин неможливості автоматичного регулювання для малих розмірів з врахуванням діючої конструкції кінцевої ланки.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо кінцеву ланку системи регулювання радіального розміру (СРРР) хонінгувальної головки у вигляді клинової кінематичної пари (рис.1). Зображена схема дії сил у клиновій кінематичній парі та графік залежності зміни сили тертя від швидкості переміщення і коефіцієнту тертя.

Для знаходження динамічних властивостей кінцевої ланки необхідно визначити рівняння передавальної функції W але для цього необхідно визначити статичні характеристики.

Для початку складемо рівняння передавальної функції кінцевої ланки в кінематиці.

$$i = \frac{s_o}{s_r} = tg\alpha, \quad (1)$$

де s_o – переміщення клина в повздовжньому напрямку;

s_r – радіальне переміщення брусків;

α – кут підйому клина.

Складемо рівняння рівноваги клинової передачі в статиці, але для цього визначимо значення радіальної сили та сил різання.

$$P_{XK} = \frac{P_{ZK}}{tg(\alpha + \psi)}, \quad (2)$$

де P_{ZK} – осьова сила прикладена до клина;

ψ – кут тертя клинової кінематичної пари.

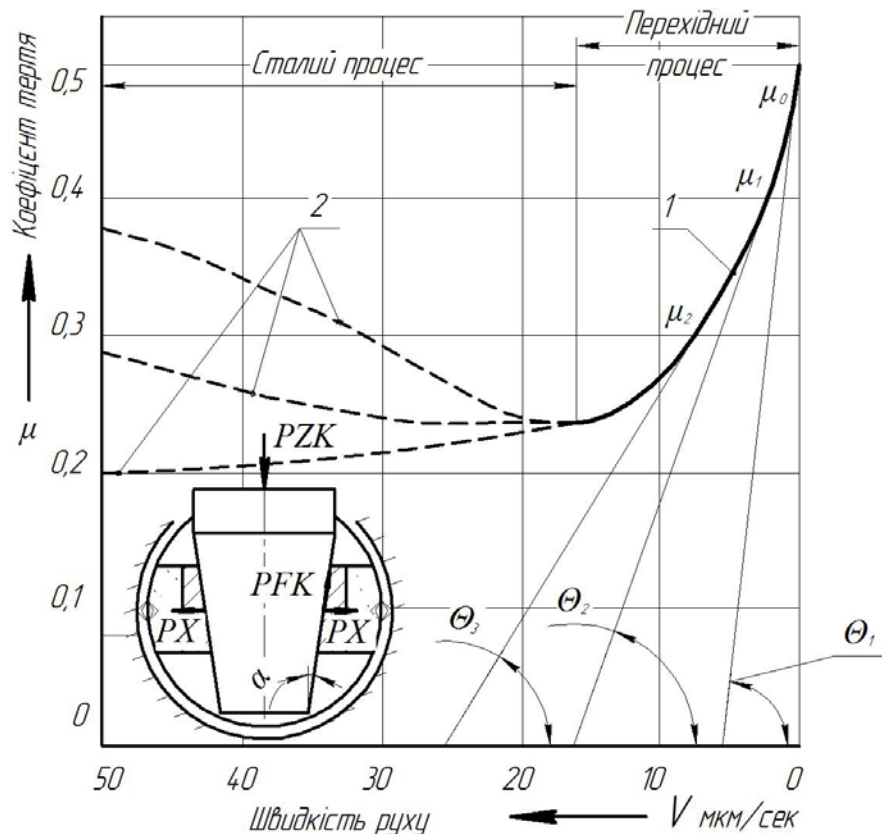
Для роботи клинової кінематичної пари необхідно визначити значення радіальної сили різання:

$$P_{XP} = f_x U_{\Sigma} p_k, \quad (3)$$

де U_{Σ} – сумарна площа поверхонь різання;

p_k – контактний тиск в зоні різання [4], МПа;

f_x – коефіцієнт тертя – шкрябання в радіальному напрямку (визначається за таблицею 3.8. [1]).



μ_0, μ_1, μ_2 – коефіцієнт тертя відносно зміни швидкості; $\Theta_1, \Theta_2, \Theta_3$ – кут нахилу дотичної до вісі; PZK – осьова сила прикладена до клина; PFK – сила тертя клинкової кінематичної пари; PX – радіальна сила; α – кут підйому клина; 1 – крива зміни коефіцієнтів тертя в залежності від швидкості переміщення; 2 – крива роботи в умовах сталого режиму;

Рисунок 1 – Графік залежності $\mu=f(t)$ та схема дії сил в клиновій ланці

Джерело: розроблено автором

Згідно з рівняння значення радіальної сили та сили різання визначимо рівняння руху клинкової ланки:

$$J = PXP - P XK - PFK, \quad (4)$$

де J – сила інерції клинкової кінематичної пари;

PXP – радіальна сила різання;

$P XK$ – радіальна сила клинкової кінематичної пари;

PFK – сила тертя клинкової кінематичної пари.

Визначимо рівняння сили інерції клинкової кінематичної пари:

$$J = m_k \frac{d^2 s_k}{dt^2}, \quad (5)$$

де $\frac{d^2 s_k}{dt^2}$ – лінійне прискорення (друга похідна від переміщення);

m_k – маса рухомих частин клинкової кінематичної пари.

Значення сили тертя при малих переміщеннях буде змінюватися від величини зміни швидкості переміщення виконавчих елементів, що підтверджується залежністю наведеної на рис.1. у відповідності до робіт проф. Пуша В.Є, Крагельского І.В. [1]. Приведена залежність рис.1. вказує, що зміна коефіцієнту тертя в межах перехідного

процесу має нелінійну залежність, тому необхідно здійснити її лінеаризація використовуючи методики теорії автоматичного управління [6,7].

Після лінеаризації наведеної залежності зміни сил тертя, отримано наступне рівняння [3]:

$$PFK = \frac{ds_k}{dt} \mu_k, \quad (6)$$

де $\frac{ds_k}{dt}$ – швидкість переміщення (перша похідна від переміщення);

μ_k – коефіцієнт тертя клинової кінематичної пари.

Отже отримані значення сили підставимо у рівняння 4.

$$m_k \frac{d^2 s_k}{dt^2} = f_x U_{\Sigma} p_k - \frac{PZK}{tg\alpha} - \frac{ds}{dt} \mu_k. \quad (7)$$

Для отримання передавальної функції клинової кінематичної пари, яка відповідає рівнянню (7) необхідно визначити початкові умови для $PZK(0)$, $s_k(0)$, $s_k'(0)$ та знайти перетворення за Лапласом:

$$m_k \left(\frac{d^2 s_k}{dt^2} \right) = m_k p^2 s_k - m_k p s_k(+0) - m_k s_k'(0), \quad (8)$$

$$\mu_k \left(\frac{ds_k}{dt} \right) = \mu_k p s_k - \mu_k s_k(+0). \quad (9)$$

Отримані рівняння, які перетворені за Лапласом підставимо до рівняння (7).

$$m_k p^2 s_k - m_k p s_k(0) - m_k s_k'(0) = f_x U_{\Sigma} p_k - \frac{PZK}{tg\alpha} - \mu_k p s_k + \mu_k s_k(0). \quad (10)$$

Всі вихідні параметри перенесемо в ліву частину рівняння (10)

$$(m_k p^2 + \mu_k p) s_k - f_x U_{\Sigma} p_k = -\frac{PZK}{tg\alpha} + (\mu_k + m_k p) s_k(0) + m_k s_k'(0). \quad (11)$$

Таким чином клинова кінематична пара має один вхід PZK та два виходи s та p_k , тому його динаміку можна характеризувати декількома передавальними функціями.

Визначимо передавальну функцію від PZK до s , для її отримання скористаємося рівнянням (11), а для цього прийемо, що початкові умови $s_k(0)=0$ і $s_k'(0)=0$, а значення контактного тиску $p_k=0$, у зв'язку з тим, що при відсутності переміщення, тиск не буде утворюватися, тоді:

$$(m_k p^2 + \mu_k p) s_k = -\frac{1}{tg\alpha} PZK, \quad (12)$$

$$W = \frac{s_k}{PZK} = \frac{1}{tg\alpha (m_k p^2 + \mu_k p)}. \quad (13)$$

Враховуючи, той факт, що значення вихідної величини не може бути від'ємним, по помножимо праву частину рівняння (13) на мінус одиницю.

За рівням передавальної функції клинової кінематичної пари побудуємо перехідну характеристику (рис. 2), та логарифмічні характеристики (рис.3) клинової кінематичної пари використовуючи програмний продукт Matlab.

Враховуючи, той факт, що значення вихідної величини не може бути від'ємним,

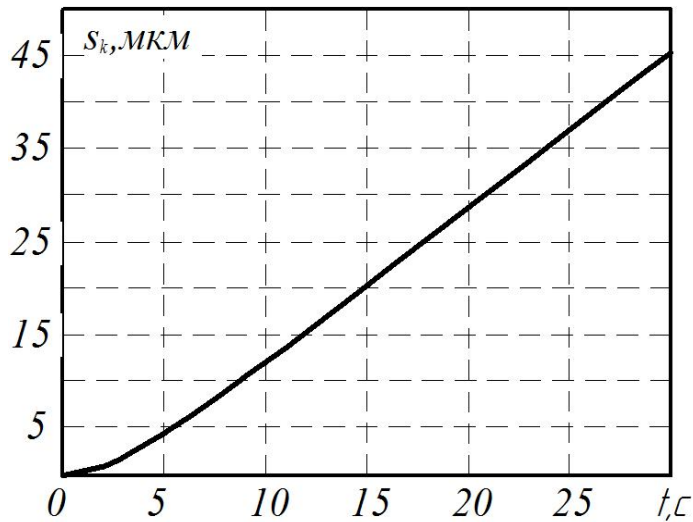
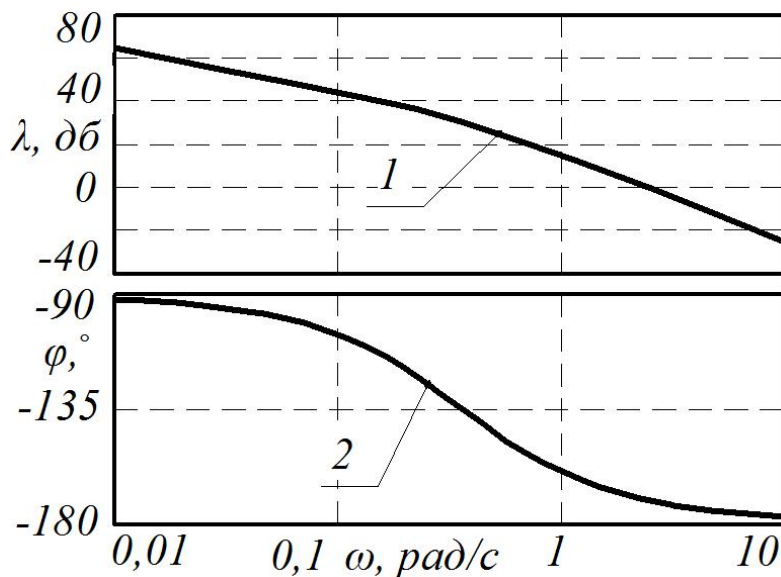


Рисунок 2 – Перехідна характеристика клинової кінематичної пари
Джерело: розроблено автором

Перехідна функція клинової кінематичної пари досягає свого сталого значення не відразу, а по аперіодичному закону. Тим самим ланка відображає інерційність процесу, що досліджується і тому її інколи називають інерційним. Перехідна характеристика клинової кінематичної пари рис. 2 вказує на не лінійність вихідної дії, а саме зміни величини контактного тиску алмазно-абразивних брусків $s_k = f(t)$, що обумовлено наявністю інерційності та неспівпадіння з вхідною дією $PZK = f(t)$. Утворене розузгодження вхідної PZK та вихідної дії s_k призводить до утворення скачко-подібного руху, що погіршує її точність регулювання радіального розміру. Причиною обумовленого явища є наявність статичного та кінетичного тертя з нелінійною характеристикою в зоні малих переміщень.



1 – амплітудно-частотна характеристика ; 2 – фазова – частотна характеристика;

Рисунок 3 – Логарифмічно частотні характеристики клинової кінематичної пари в умовах перехідного режиму
Джерело: розроблено автором

Логарифмічно амплітудно-частотна характеристика є ломаною, яка утворена двома асимптотами, котрі спряжені на частоті злому $\omega = 1/T$. Отримані логарифмічні частотні характеристики (рис. 3) свідчать про сталість процесу функціонування та достатньо високий запас амплітуди та фази. Також логарифмічно частотні характеристики свідчать про наявність інерційності в клиновій кінематичній парі.

Висновки. В результаті аналізу визначено, що передавальна функція клинної кінематичної пари в динаміці відповідає характеристичному рівнянню аперіодичної ланки другого порядку. Побудована перехідна характеристика клинної кінематичної пари, за якою було визначено, що вхідний і вихідний сигнал мають розузгодження, що призводить до утворення скачко-подібного руху, що погіршує її точність регулювання радіального розміру. Причиною є наявність статичного та кінетичного тертя з нелінійною характеристикою в зоні малих переміщень.

Список літератури

1. Пуш В.Е. Малые перемещения в станках. Москва: Машгиз, 1961. 124 с.
2. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т.2. Москва: Машиностроение, 1972. 520 с.
3. Бушуев В.В. Основы конструирования станков. Москва: Станкин, 1992. 520 с.
4. Підгаєцький М.М., Черновол М.І., Щербина К.К. Адаптивне керування системами регулювання радіального розміру алмазно-абразивного інструменту. *Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. Кіровоград: КНТУ. 2012. Вип. 42, ч. I. С. 202 -207.
5. Підгаєцький М. М., Щербина К. К. Динамічний аналіз традиційних систем регулювання радіального розміру в процесі хонінгування отворів. *Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки*. Хмельницьки: ХНУ. 2014. №3 (213). С.134-138. (PINC, IndexCopernicus, Google Scholar, Polish Scholarly Bibliography)
6. Петраков Ю.В., Драчев О.И. Теория автоматического управления технологическими системами. Москва: Машиностроение. 2008. 336 с.
7. Попов Е.П. Автоматическое регулирование. Москва: Гос. изд. Техничко-теоретическое лит., 1956. 256 с.

References

1. Push, V.E. (1961). *Malye peremeshheniya v stankah [Small movements in machines]*. Moskva: Mashgiz [in Russian].
2. Reshetov, D.N. (1972). *Detali i mehanizmy metallorazhushhih stankov [Details and mechanisms of machine tools]*. Vol.2. Moskva: Mashinostroyeniye [in Russian].
3. Bushuev V.V. (1992). *Osnovy konstruirovaniya stankov [Machine tool design basics]*. Moskva: Stankin [in Russian].
4. Pidhaiets'kyj, M.M., Chernovol, M.I. & Scherbyna, K.K. (2012). Adaptivne keruvannya systemamy rehulivannya radial'noho rozmiru almazno-abrazivnoho instrumentu [Adaptive steering of systems of regulation of the radial size of the diamond and abrasive tool]. *Zahal'noderzhavnyj mizhvidomchyj naukovy-tekhnichnyj zbirnyk Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya sil's'kohospodars'kykh mashyn – National Interagency Scientific and Technical Collection of Works. Design, Production and Exploitation of Agricultural Machines*, Vol. 42, I, 202 -207 [in Ukrainian].
5. Pidhaiets'kyj, M. M. & Scherbyna, K. K. (2014). Dynamichnyj analiz tradytsijnykh system rehulivannya radial'noho rozmiru v protsesi khoninhuvannya otvoriv [The dynamic analysis of traditional schemes of systems of regulation of the radial size in the course of a honing of openings]. *Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu : Tekhnichni nauky – Herald of Khmelnytskyi National University*, №3 (213), 134-138. (RINTs, IndexCopernicus, Google Scholar, Polish Scholarly Bibliography [in Ukrainian].
6. Petrakov Ju.V., Drachev O.I. (2008). *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya tehnologicheskimi sistemami [Theory of automatic control of technological systems]*. Moskva: Mashinostroyeniye [in Russian].
7. Popov, E.P. (1956). *Avtomaticheskoe regulirovanie [Automatic regulation]*. Moskva: Gos. izd. Tehniko-teoreticheskoe lit. [in Russian].

Mykhailo Pidhaietskyi, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Kyryl Shcherbyna**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Mazhara Vitalii**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.,

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Tetiyna Dyachenko

Kropyvnytskyi engineering College of Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Dynamic Analysis of the Traditional Tail End of the Honing Head

The purpose of the article is to study the operation of the tail end of the traditional honing head in the conditions of transient mode in the zone of small motions. The expediency of the study is related to the unstable operation of the tail end in the form of a wedge kinematic pair under the conditions of transition, taking into account the action of friction forces. At low velocities of slip of the tail ends of the wedge kinematic pair (below the critical value) there is a sharply defined uneven motion, which has a stick-slip nature with periodic jumps and stops.

The analysis of the operation of the traditional tail end in the form of a wedge kinematic pair in statics with obtaining mathematical models of transfer functions taking into account the action of friction forces was carried out. In order to identify the influence of friction forces in the zone of small motions at low sliding speeds, the analysis was made in the dynamics in the zone of transition. Dynamic analysis was performed on the basis of the theory of automatic control with the construction of the required dynamic characteristics. On the basis of the performed dynamic analysis, mathematical models of the transfer function of the wedge kinematic pair in the dynamics were obtained taking into account the action of kinetic forces of friction. Based on the obtained models, a transient characteristic of the process of the wedge kinematic pair was constructed, as well as logarithmically amplitude-frequency characteristics and logarithmic phase-frequency characteristics were constructed.

The transition function of a wedge kinematic pair does not reach its constant value immediately, but according to the aperiodic law. Thus, the tail end reflects the inertia of the process under study and is therefore sometimes called inertial, which leads to the formation of a stick-slip motion, which impairs its accuracy of radial size regulation. The reason is the presence of static and kinetic friction with nonlinear characteristic in the zone of small motions.

honing head, wedge kinematic pair, radial size adjustment system, honing holes, transient characteristic, small motions zone

Одержано (Received) 08.10.2019

Прорецензовано (Reviewed) 14.11.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 621.311.019.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.200-205>

Виктор Попеску, доц., канд. техн. наук, **Леонид Малай**, доц., канд. техн. наук, **Виорел Ротарь**, препод., **Онорин Волконович**, докторант

Государственный аграрный университет Молдовы, Кишинёв, Молдова

e-mail: i.popescu@mail.ru, e-mail: leondanus@mail.ru, e-mail: rotvi@list.ru

Надёжная система для переработки сельскохозяйственной продукции

В статье представлены результаты оценки конструктивных и технологических параметров электродной системы для переработки сельскохозяйственной продукции с использованием электрогидравлического эффекта.

Электрогидравлические системы просты с конструктивной точки зрения, дешевы, имеют низкое энергопотребление и имеют высокий уровень надежности. они могут широко применяться в различных отраслях сельского хозяйства, в том числе при переработке или обработке сельскохозяйственной продукции.

Основная проблема использования электрогидравлических систем состоит в правильном подборе параметров установок для получения импульсов высокого напряжения и подборе размеров электродной системы.

© Виктор Попеску, Леонид Малай, Виорел Ротарь, Онорин Волконович, 2019

Данная работа посвящена исследованиям по оценке и оптимизации параметров и режимов работы электрогидравлической системы, разработанной для переработки сельскохозяйственной продукции.

электрогидравлическая система, импульсы высокого напряжения, электродная система, электрогидравлический эффект, обработка сельскохозяйственной продукции

Віктор Попеску, доц., канд. техн. наук, **Леонід Малай**, доц., канд. техн. наук, **Віорел Ротарь**, викл., **Онорін Волконовіч**, докторант

Державний аграрний університет Молдови, Кишинів, Молдова

Надійна система для переробки сільськогосподарської продукції

В статті представлені результати оцінки конструктивних та технологічних параметрів електродної системи для переробки сільськогосподарської продукції з використанням електрогидравлічного ефекту.

Електрогидравлічні системи прості з конструктивної точки зору, дешеві, мають низьке споживання енергії та високий рівень надійності. Вони можуть широко використовуватися в різних галузях сільського господарства, в тому числі при переробці чи обробці сільськогосподарської продукції.

Основна проблема використання електрогидравлічних систем полягає у вірному виборі параметрів установок для отримання імпульсів високої напруги та розмірів електродної системи.

Дана робота присвячена дослідженням з оцінки та оптимізації параметрів і режимів роботи електрогидравлічної системи, що створена для переробки сільськогосподарської продукції.

электрогидравлическая система, импульсы высокой напряги, электродная система, электрогидравлический эффект, обробка сільськогосподарської продукції

Постановка проблемы. В настоящее время технологии обработки улучшаются быстрыми темпами, в том числе в сельскохозяйственном секторе, но этот факт требует определенных характеристик в отношении новых технологий и систем, поскольку приоритетными требованиями являются сокращение потребления энергоресурсов, в том числе электроэнергии, и повышения надежности работы [1–10]. Использование электротехнологий, основанных на электрогидравлическом эффекте, при обработке сельскохозяйственной продукции, имеет низкое потребление электроэнергии и высокий уровень надежности. Эти достижения необходимы для обеспечения повышенного уровня надежности технологий переработки в агрессивных условиях окружающей среды аграрного сектора.

Анализ основных исследований и публикаций. Из-за разрушительного или антибактерицидного воздействия электрогидравлический эффект может использоваться как в промышленности, так и в сельском хозяйстве, в качестве примера переработки или обработки сельскохозяйственных продуктов, таких как: обработка и стерилизация жидкостей, включая фруктовые и овощные соки, экстрагирующие масла из разных семян сельскохозяйственных и лекарственных растений и т. д.

Основная проблема, касающаяся использования электрогидравлических систем, заключается в правильном подборе параметров установок для получения импульсов высокого напряжения и измерения камеры с электродами, которых в настоящее время нет в специализированной литературе. Для определения этих параметров и исследования возможностей и характеристик использования электрогидравлического эффекта при обработке сельскохозяйственной продукции на кафедре «Электрификация сельского хозяйства и основы проектирования» Государственного аграрного университета Молдовы была разработана система для создания этого эффекта и с помощью этой системы проведены исследования по оценке эффективности использования эффекта при обработке сельскохозяйственной продукции.

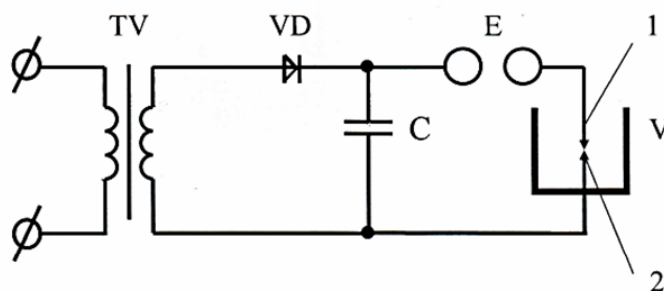
Постановка задания. Исходя с выше изложенного, целью данной работы являются разработка схемы и конструкции электрогидравлической системы для переработки сельскохозяйственной продукции.

Изложение основного материала. В данной статье представлены результаты исследований по определению и оптимизации параметров и режимов работы электрогидравлической системы для переработки сельскохозяйственной продукции. результаты оценки исследуемых параметров были получены расчетным путем и подтверждены экспериментальными испытаниями.

Электрогидравлическая система, разработанная для проведения экспериментов, состоит из следующих компонентов:

- разрядной камеры с электродами;
- разрядника;
- конденсатора;
- подъемного трансформатора 100/20 000 В;
- выпрямителя.

Принципиальная схема электрогидравлической установки для получения импульсов высокого напряжения показана на рис. 1.



TV – трансформатор поднятия напряжения; VD – выпрямитель; C – конденсатор; V – резервуар с жидкостью; E – разрядник с искрой; 1, 2 – электроды

Рисунок 1 – Принципиальная схема электрогидравлической установки для получения импульсов высокого напряжения

Источник: разработано авторами

Система работает в следующем режиме: трансформатор TV, подключенный к зарядной сети, повышает напряжение до 15 кВ, которая выпрямляется высоковольтным диодом VD. Выпрямленное напряжение заряжает конденсатор C до напряжения, выбранного для использования. В результате происходит прокалывание воздушного зазора между сферическими частями разрядника, и напряжение конденсатора подается на электроды в разрядной камере 1, где находится жидкость или сельскохозяйственный продукт, подвергаемый обработке (парное молоко, свежесжатый фруктовый или овощной сок). Расстояние между электродами регулируется в соответствии с приложенным напряжением и составляет от 5 до 10 мм. Напряжение регулируется с помощью разрядника, приближением и удалением шаров. Камера для переработки сельскохозяйственной продукции представляет собой стальной цилиндр диаметром 10 см и высотой 15 см. Сверху он герметично закрыт крышкой из изоляционного материала, через которую проходит положительный электрод, а внизу, в соединении с корпусом, расположен отрицательный электрод (одновременно соединенный с розеткой заземления).

Результаты и обсуждения. В ходе исследований было отмечено, что в результате применения напряжения к электродам в жидкости возникает сильный электрический разряд, который вызывает специфические физические явления. Время разряда составляет 10–40 мкс, а электрический разряд, возникающий между этими электродами, создает антибактерицидный эффект разрушения.

Исследования показали, что для того, чтобы влияние импульсов было более выраженным, необходимо, чтобы электроды системы были расположены на оптимальном расстоянии 7–8 мм.

Повторные эксперименты подтвердили, что расстояние между разрядными электродами имеет большое значение для влияния разряда и для эффективной работы системы, было установлено, что оптимальное расстояние между разрядными электродами зависит от емкости конденсатора, остаточного напряжения и индуктивности разряда.

В результате проведенных исследований были оценены основные параметры системы, которые представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Значения конструктивных и технологических параметров системы

№	Параметр	Значение	Единица измерения
1	Напряжение разряда	15	kB
2	Расстояние между электродами	7–8	мм
3	Объем обрабатываемой жидкости	1	дм ³
4	Энергия разряда в импульсе	270	Дж
5	Число импульсов при обработке	1	импульсы

Источник: разработано авторами

Значения этих параметров были подтверждены многочисленными тестами на функционирование системы, и на основе этих параметров были проведены исследования по изучению возможностей и характеристик использования электрогидравлического эффекта при первичной обработке различных сельскохозяйственных продуктов: извлечение масла из семян, обработка молока и фруктовых или овощных соков.

С конструктивной точки зрения такая электрогидравлическая система очень проста и удобна в использовании. В то же время конструктивная простота системы и небольшое количество конструктивных элементов существенно повышают уровень надежности, как в эксплуатации, так и в конструкции.

Результаты проведенных исследований позволили установить конструктивные и технологические параметры электрогидравлической системы и позволили ее разработать и ввести в эксплуатацию. Отрадным является тот факт, что использование на практике при обработке молока, соков и экстракции масла из семян продемонстрировало функциональность системы и простоту использования. На следующих этапах будут рассмотрены возможности, а также энергетические и экологические показатели использования установки для стерилизации соков и экстракции масел из семян и лекарственных растений.

Таким образом, наряду с продолжением исследований в соответствующей отрасли, ожидается, что они будут иметь очень многообещающие результаты, которые дадут возможность заменить очень дорогие традиционные технологии более дешевыми и с более высокой надежностью в агрессивных экологических условиях сельскохозяйственного сектора.

Выводы. Исследования, проведенные на этом этапе, позволили определить и оптимизировать основные конструктивные и технологические параметры электрогидравлической системы, разработанной для переработки сельскохозяйственной

продукции, а именно: рабочее напряжение – 15 кВ, расстояние между электродами – 7–8 мм, оптимальный объем обрабатываемой жидкости – 1 дм³, количество импульсов при обработке и энергия разряда в импульсе – 270 Дж.

В то же время были рассмотрены возможности практического применения системы, а профилактическое использование при первичной переработке различных сельскохозяйственных продуктов продемонстрировало снижение затрат электроэнергии при переработке, простоту использования и повышенную надежность.

Список литературы

1. Гулый Г.А. Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта. Москва: Машиностроение, 1977. 320 с.
2. Юткин Л.А. Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности. Ленинград: Машиностроение, 1986. 253 с.
3. Гольцова Л.И. ЭГЭ – новое в сельском хозяйстве. Москва: Агропромиздат, 1987. 110 с.
4. Попеску В., Воинеско Д. Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности. *Тезисы 58-й студенческой научной конференции*, ГАУМ. Кишинёв, 2005. С. 59–60.
5. Blaga A., Glicor E. Recovering heat from discharged water from the emissary of the treatment plant. *Летопись Университета Орадя, Румыния. Энергетический пакет, часть 15*. 2009. С. 176–180.
6. Использование эффекта Л.А. Юткина в электрогидравлических устройствах / Бекаев А.А. и др. *Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров: материалы Междунар. науч.-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) посвященной 145-летию МГТУ "МАМИ"*. Книга 7, Москва, МГТУ «МАМИ», 2010. С. 22–32.
7. Применении электрогидродинамического эффекта в сельском хозяйстве / Егорушкин И.О. и др. *Вестник Красноярского государственного аграрного университета*. 2013. №1. С. 143–146.
8. Попеску В. Оценка качества работы электрооборудования и сетей электроснабжения. *Аграрная наука*. 2013. №1. С. 104–108.
9. Бабицкий Л.Ф., Куклин В.А. Предпосылки использования электрогидравлического эффекта в механизации обработки почвы. *Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки*. 2014. Вып. 46. С. 77–79.
10. Глоссарий по физике. URL: <http://bourabai.kz/physics/yutkin.htm> (дата обращения: 22.10.2019)

References

1. Gulyiy, G.A. (1977). *Oborudovanie i tehnologicheskie protsessyi s ispolzovaniem elektrogidravlicheskogo effekta Mashinostroenie* [Equipment and processes using the electro-hydraulic effect]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
2. Yutkin, L.A. (1986). *Elektrogidravlicheskiy effekt i ego primeneniye v promyshlennosti* [Electro-hydraulic effect and its application in industry]. Leningrad: Mashinostroenie [in Russian].
3. Goltsova, L.I. (1987). *EGE – novoe v selskom hozyaystve, «Kolos» Mashinostroenie* [EHE – new in agriculture]. Moscow: Kolos [in Russian].
4. Popescu, V. & Voinesco, D. (2005) *Elektrogidravlicheskiy effekt i ego primeneniye v promyshlennosti* [Electro-hydraulic effect and its application in industry]. *Tezisy 58-y studencheskoy nauchnoy konferentsii – Abstracts of the 58th student scientific conference*. (pp/ 59–60). Kishinyov. GAUM [in Russian].
5. Blaga, A. & Glicor, E. (2009). Recovering heat from discharged water from the emissary of the treatment plant. // *Letopis Universiteta Oradya, Rumiyniya. Energeticheskiy paket – Annals of the University of Oradea, Romania. Energy package*, 15, 176–180.
6. Beкаev, A.A., Sokovikov, V.K., Merzlikin, V.G., Stokov, P.I. & Mokrinskaya, A.Yu. (2010). *Ispolzovanie effekta L.A. Yutkina v elektrogidravlicheskih ustroystvakh* [Using the effect of L.A. Yutkina in electro-hydraulic devices]. *Materialyi Mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii Assotsiatsii avtomobilnykh inzhenerov (AAI) "Avtomobile- i traktorostroyeniye v Rossii: prioritety razvitiya i podgotovka kadrov", posvyaschennoy 145-letiyu MGTU "MAMI" – Materials of the International Scientific and Technical Conference of the Association of Automotive Engineers (AAI) "Automobile and tractor engineering in Russia: development priorities and training" dedicated to the 145th anniversary of MSTU "MAMI", Vol. 7, (pp. 22–32). Moscow: MSTU MAMI [in Russian].*

7. Egorushkin, I.O., Kungs, Ya.A., Orlenko, A.I., Tsuglenok, N.V. & YurYov, A.V. (2013). Primenenii elektrogidrodinamicheskogo effekta v selskom hozyaystve [The use of electrohydrodynamic effect in agriculture]. *Vestnik Krasnoyarskogo gosudarstvennogo agrarnogo yuniversiteta – Bulletin of the Krasnoyarsk State Agrarian University*, 1, 143–146 [in Russian].
8. Popescu, V. (2013). Otsenka kachestva raboty elektrooborudovaniya i setey elektrosnabzheniya [Evaluation of the quality of electrical equipment and power supply networks]. *Agrarnaya nauka – Agricultural science*, 1, 104–108 [in Russian].
9. Babitskiy, L.F. & Kuklin, V.A. (2014). Scientific notes of the Crimean Engineering and Pedagogical University Predposylki ispolzovaniya elektrogidravlicheskogo effekta v mehanizatsii obrabotki pochvyi [Prerequisites for using the electro-hydraulic effect in the mechanization of soil cultivation]. *Uchenye zapiski Krymskogo inzhenerno-pedagogicheskogo universiteta – Scientific notes of the Crimean Engineering and Pedagogical University, Simferopol*, 46, 77–79 [in Russian].
10. <http://bourabai.kz/physics/yutkin.htm>

Victor Popescu, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Leonid Malai**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Viorel Rotari**, assistant, **Onorin Volconovici**, Doctoral student
State Agrarian University of Moldova, Chisinau, Moldova

Reliable System for Processing Agricultural Products

Electro-hydraulic systems are simple in design, cheap, have low power consumption, and have a high level of reliability. they can be widely used in various fields of agriculture, including the processing or processing of agricultural products. The main problem with the use of electro-hydraulic systems is the correct selection of the parameters of the units for receiving high voltage pulses and the size of the electrode system. This work is devoted to the research and optimization of parameters and modes of operation of the electro-hydraulic system, created for processing agricultural products.

The authors proposed a schematic diagram of an electro-hydraulic installation for producing high voltage pulses. In the course of research, it was noted that as a result of applying voltage to the electrodes in the liquid, a strong electric discharge occurs, which causes specific physical phenomena. The discharge time is 10–40 μ s, and the electric discharge arising between these electrodes creates an antibacterial effect. As a result of the studies, the main parameters of the system of the proposed electro-hydraulic installation were substantiated: discharge voltage, distance between electrodes, volume of the processed liquid, discharge energy in a pulse and the number of pulses during processing. The results of studies to determine and optimize the parameters and operating modes of the electro-hydraulic system for processing agricultural products were obtained by calculation and experimentally confirmed during the primary processing of various agricultural products: extracting oil from seeds, processing milk and fruit or vegetable juices.

The studies made it possible to determine and optimize the main design and technological parameters of the electro-hydraulic system designed for processing agricultural products: operating voltage - 15 kV, distance between electrodes - 7–8 mm, optimal volume of the processed liquid - 1 dm³, number of pulses during processing and discharge energy in impulse - 270 J. In addition, the possibilities of practical application of the system were substantiated, allowing to reduce energy costs, simplify use and improve reliability.

electro-hydraulic system; highvoltagepulses; the electrode system;electrohydraulic effect; treating agricultural products

Одержано (Received) 29.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 05.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 637.115:62.555

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.206-212>**В. М. Пришляк**, доц., канд. техн. наук, **І. А. Бабин**, асистент*Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця, Україна**e-mail: viktor.prishlyak@i.ua*

Результати досліджень фотодатчика визначення забрудненості молокопровідної лінії

Процес промивання молочно-доїльного обладнання є однією з найважливіших технологічних операцій, від ефективності виконання якої залежить рівень первинної забрудненості молока. Якість роботи систем промивок важко оцінити і контролювати без застосування відповідних датчиків і пристроїв оцінки забрудненості молокопровідної лінії. Метою досліджень є розробка обладнання для автоматичного визначення забрудненості молокопровідної лінії під час виконання технологічної операції промивки молокопровідних систем. В результаті досліджень встановлено доцільність використання розробленого обладнання для автоматичного визначення забрудненості молокопровідної лінії під час виконання технологічної операції промивки молокопровідних систем. Також встановлено залежність товщини шару молока, що рухається в скляній трубці, від опору фоторезистора, на який потрапляє світло, що частково поглинається шаром молока.

доїльна установка, система промивки, миючий розчин, фотодатчик, забрудненість, молокопровідна лінія

В.М. Пришляк, доц., канд. техн. наук, **І.А. Бабин**, асистент*Винницкий национальный аграрный университет, г. Винница, Украина,*

Результаты исследований фотодатчика определение загрязненности молокопроводной линии

Процесс промывки молочно-доильного оборудования является одной из важнейших технологических операций, от эффективности выполнения которой зависит уровень первичной загрязненности молока. Качество работы систем промывок трудно оценить и контролировать без применения соответствующих датчиков и устройств оценки загрязненности молокопроводной линии. Целью исследований является разработка оборудования для автоматического определения загрязненности молокопроводной линии во время выполнения технологической операции промывки молокопроводных систем. В результате исследований установлено целесообразность использования разработанного оборудования для автоматического определения загрязненности молокопроводной линии во время выполнения технологической операции промывки молокопроводных систем. Также установлена зависимость толщины слоя молока, движущегося в стеклянной трубе, от сопротивления фоторезистора, на который попадает свет, частично поглощаемый слоем молока.

доильная установка, система промывки, моющий раствор, фотодатчик, загрязненность, молокопроводная линия

Постановка проблеми. Санітарно-гігієнічний якість виробленого молока – комплексна проблема, яка визначається низкою факторів, які об'єднуються поняттям «технологія і культура виробництва». У сучасних умовах виробництва молока вирішальне значення на його якісні показники надає санітарний стан доїльного обладнання [1]. В процесі експлуатації доїльних установок на внутрішніх поверхнях їх трубопроводів утворюються різноманітні за складом, властивостями, товщині, міцності зчеплення з поверхнею, що очищується, відкладення, наявність яких призводить до забруднення молока, в результаті чого відбувається зниження його сортності та ціни за реалізацію[2]. Основна частка мікробної і механічних забруднень молока при

дотриманні всіх необхідних умов утримання тваринницьких приміщень формується за рахунок недостатньо промитого доїльно-молочного обладнання [3]. Тому процес промивання його є однією з найважливіших технологічних операцій, від ефективності виконання якої залежить рівень первинної забрудненості молока.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Якість роботи систем промивок важко оцінити і контролювати без застосування відповідних датчиків і пристроїв оцінки забрудненості молокопровідної лінії. Так Полій А.П. [4] запропонував для оперативного та достовірного оцінювання якості здійснення технологічних операцій очищення молокопровідних систем використовувати пристрій для визначення якості промивання молокопровідної лінії. Недоліком даного пристрою є те, що оцінити якість промивки можна лише після її закінчення. Також не досить зручним є постійна участь оператора машинного доїння для оцінки якості промивання молокопровідної лінії.

Постановка завдання. В заявку з вищезазначеним необхідно розробити обладнання для автоматичного визначення забрудненості молокопровідної лінії під час виконання технологічної операції промивки молокопровідних систем.

Матеріали і методи досліджень. Дослідження проводилися на обладнанні, до складу якого входить розроблений фотодатчик визначення забрудненості молокопровідної лінії (далі фотодатчик), схема якого представлена на рисунку 1, а загальний вигляд на рисунку 2. Обладнання складалося з персонального комп'ютера, до якого підключено безпосередньо фотодатчик на основі пристрою Arduino Uno ATmega328, який виконує керування світлодіода LED 1Вт 100 Лм через підлаштовний резистор 5кОм. До аналогового входу пристрою Arduino Uno ATmega328 підключено відомий резистор 10 кОм, 0,1 %, який з'єднується із заземленням (GND) і фоторезистор GM20539, який з'єднується із напругою 5 В. Фоторезистор закріплений внизу скляної труби, яка розміщена під кутом β до горизонту, а навпроти нього встановлений світлодіод. Кут нахилу скляної труби контролювався цифровим кутоміром. Скляна труба повністю ізольована від зовнішнього освітлення чорним непрозорим матеріалом.

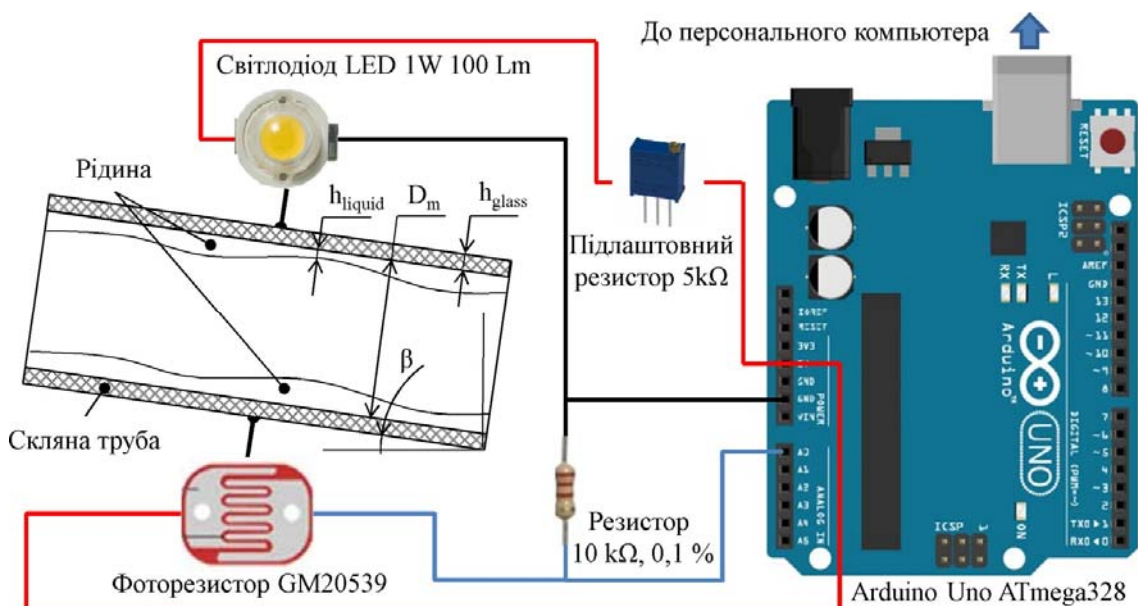


Рисунок 1 – Схема фотодатчика для визначення залежності інтенсивності світла, що поглинається молоком від товщини його шару

Джерело: розроблено автором

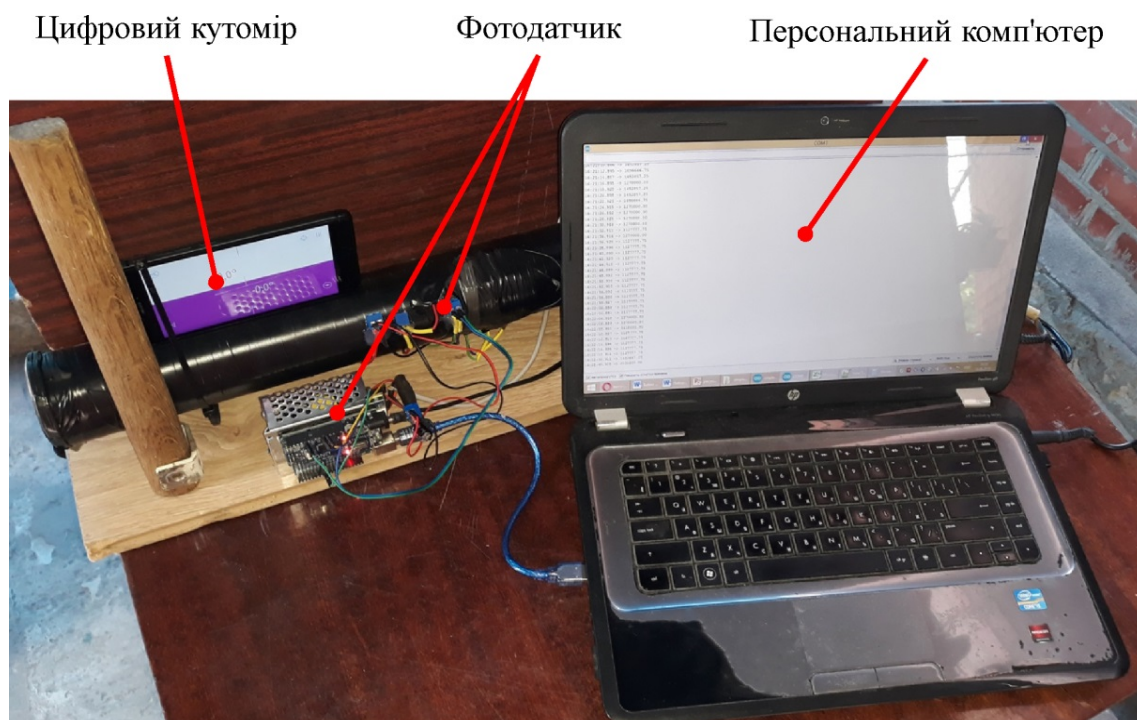


Рисунок 2 – Загальний вигляд обладнання для визначення залежності інтенсивності світла, що поглинається молоком від товщини його шару

Джерело: розроблено автором

Обладнання працює наступним чином. Скляна труба заповнюється середовищем (повітря, молоко, миючий розчин). Далі вмикається світлодіод, світло від якого проходить крізь стінки скляної труби і середовище і потрапляє на фоторезистор. При цьому опір фоторезистора змінюється і визначається з використанням пристрою ArduinoUno ATmega328. Отримані дані через кожні 2 с передаються на персональний комп'ютер.

Перед початком опису процесу дослідження встановимо деякі залежності.

Розглянемо як заповнюється горизонтальна скляна труба рідиною заданого об'єму (рис. 3, а). Згідно [5] об'єм рідини складає:

$$V = L \left(R_m^2 \operatorname{Arccos} \left(1 - \frac{h}{R_m} \right) - (R_m - h) \sqrt{2R_m h - h^2} \right), \quad (1)$$

де L – довжина скляної труби, $L = 0,2$ м;

R_m – внутрішній радіус скляної труби, $R_m = 0,025$ м;

h – товщина шару рідини в скляній трубці, м.

Вирішуючи рівняння (1) в програмному пакеті Mathematica відносно h отримуємо відповідну залежність, яка представлена на рисунку 3, б.

Відомо, що залежність ослаблення інтенсивності світла при поширенні його в поглинаючих середовищах підпорядковується закону Бугера-Ламберта-Бера [6]. В нашому випадку їх три: скло, повітря і рідина (молоко або миючий розчин). Відповідно маємо

$$I(h) = I_0 \exp(-k_\lambda h), \quad (2)$$

де $I(h)$ – інтенсивність світла, що пройшло шар середовища товщиною h ;

I_0 – інтенсивність світла на вході в речовину;

k_λ – показник поглинання світла середовищем [7].

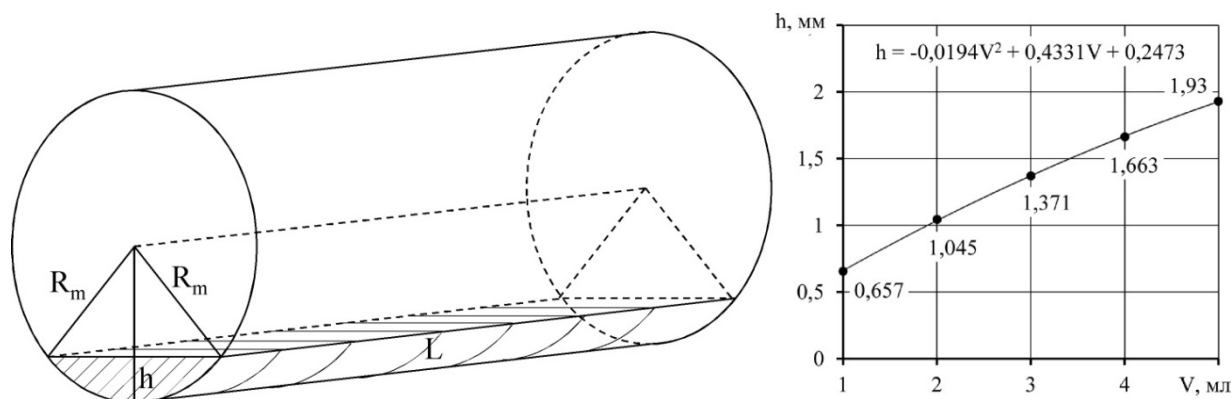


Рисунок 3 – Схема заповнення горизонтальної труба рідиною заданого об'єму (а)
і залежність товщини шару рідини від її об'єму (б)

Джерело: розроблено автором

У разі проходження світла крізь скляну труба, яка заповнена повітрям інтенсивність світла I_1 можна записати у вигляді:

$$I_1 = I_0 \exp(-2k_{\lambda, \text{glass}} h_{\text{glass}} - k_{\lambda, \text{air}} D_m). \quad (3)$$

Якщо на стінках спостерігається адгезія молока, то інтенсивність світла I_2 буде представлено у вигляді:

$$I_2 = I_0 \exp(-2k_{\lambda, \text{glass}} h_{\text{glass}} - k_{\lambda, \text{air}} (D_m - h_{\text{milk}}) - k_{\lambda, \text{milk}} h_{\text{milk}}), \text{ або} \quad (4)$$

$$I_2 = I_1 \exp(k_{\lambda, \text{air}} h_{\text{milk}} - k_{\lambda, \text{milk}} h_{\text{milk}}).$$

Приймаючи показник поглинання світла повітрям $k_{\lambda, \text{air}} = 10^{-3} \rightarrow 0$, маємо рівняння (4) у вигляді

$$I_2 = I_1 \exp(-k_{\lambda, \text{milk}} h_{\text{milk}}). \quad (5)$$

Так як фоторезистор обернено пропорційно змінює свій опір R в залежності від інтенсивності падаючого світла I , то перепишемо рівняння (5) у вигляді

$$R_2 = R_1 \exp(k_{\lambda, \text{milk}} h_{\text{milk}}), \text{ або } h_{\text{milk}} = \frac{1}{k_{\lambda, \text{milk}}} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right). \quad (6)$$

Процесу дослідження проводився в два етапи.

Перший етап починається із встановлення скляної трубки за допомогою цифрового кутоміра горизонтально. Далі за допомогою підлаштовного резистора на фотодатчику і персонального комп'ютера досягаємо такої інтенсивності світла, яке розповсюджується від світлодіода, щоб фоторезистор мав одне із значень опору 10кОм, 15кОм, 20кОм, 25 кОм, 30 кОм і 35 кОм. Цей опір відповідає інтенсивності світла I_1 для випадку проходження світла крізь скляну труба, яка заповнена повітрям. Далі скляна труба заповнюється певним об'ємом молока: 1 мл, 2 мл, 3 мл, 4 мл, 5 мл. Для рівномірного розтікання по всій довжині трубки експозиція складає 15 хв. Після цього з використанням персонального комп'ютера і фотодатчика вимірюється значення опору фоторезистора, на яке потрапило світло, що частково поглинулося молоком. В результаті необхідно встановити залежність товщини шару молока від опору фоторезистора.

Другий етап починається із встановлення скляної трубки за допомогою цифрового кутоміра на оди з кутів $2,5^\circ$, 5° , $7,5^\circ$, 10° . Далі за допомогою підлаштовного резистора на фотодатчику і персонального комп'ютера досягаємо такої інтенсивності світла, яке розповсюджується від світлодіода, щоб опір фоторезистора складав 10кОм. Цей опір відповідає інтенсивності світла I_1 для випадку проходження світла крізь скляну

труба, яка заповнена повітрям. Далі найвищий край скляної труби заповнюється 5 мл молока. Після цього запускається процес вимірювання опору фоторезистора і фіксація отриманих даних. В результаті необхідно встановити динаміку опору фоторезистора і відповідного значення товщини шару молока в процесі його стікання по скляній трубці.

Результати досліджень. В результаті першого етапу отримані дані, які зведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Зведені дані першого етапу досліджень

V, мл	h, мм	R ₁ , Ом	R ₂ , Ом	ln(R ₂ /R ₁)	V, мл	h, мм	R ₁ , Ом	R ₂ , Ом	ln(R ₂ /R ₁)
1	0,657	10000	11547	0,1438	1	0,657	25000	28839	0,1428
2	1,045		13774	0,3202	2	1,045		34619	0,3255
3	1,371		15976	0,4685	3	1,371		40747	0,4885
4	1,663		18543	0,6175	4	1,663		45789	0,6052
5	1,93		21476	0,7644	5	1,93		54175	0,7734
1	0,657	15000	18257	0,1965	1	0,657	30000	34664	0,1445
2	1,045		21468	0,3585	2	1,045		41116	0,3152
3	1,371		25235	0,5202	3	1,371		47057	0,4502
4	1,663		28824	0,6532	4	1,663		56244	0,6285
5	1,93		33585	0,8060	5	1,93		63893	0,7560
1	0,657	20000	21916	0,0915	1	0,657	35000	36429	0,1942
2	1,045		26503	0,2815	2	1,045		42851	0,3565
3	1,371		30293	0,4152	3	1,371		50301	0,5168
4	1,663		35834	0,5832	4	1,663		57591	0,6522
5	1,93		41172	0,7220	5	1,93		67013	0,8037

Джерело: розроблено автором

Графічна інтерпретація таблиці 1 представлена на рисунку 4. Коефіцієнт кореляції отриманих даних з рівнянням (6) складає 0,9896. Враховуючи це можна стверджувати о правильності вибору методу оцінки товщини шару молока, що залишається на стінка молокопровідної лінії. При цьому показник поглинання світла обраного молока складає $494,1 \text{ м}^{-1}$.

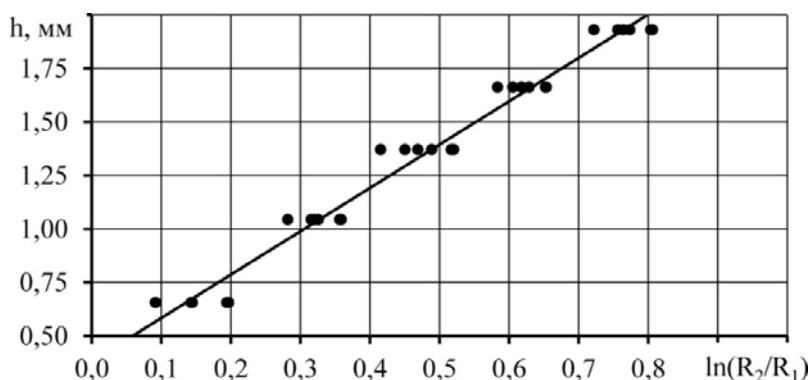


Рисунок 4 – Залежність товщини шару молока від опору фото резистора

Джерело: розроблено автором

В результаті другого етапу отримані дані, які наведені на рисунку 5, який відображає динаміку логарифма відношення опорів фоторезистора, що пропорційно значенню товщини шару молока, в процесі його стікання по скляній трубці.

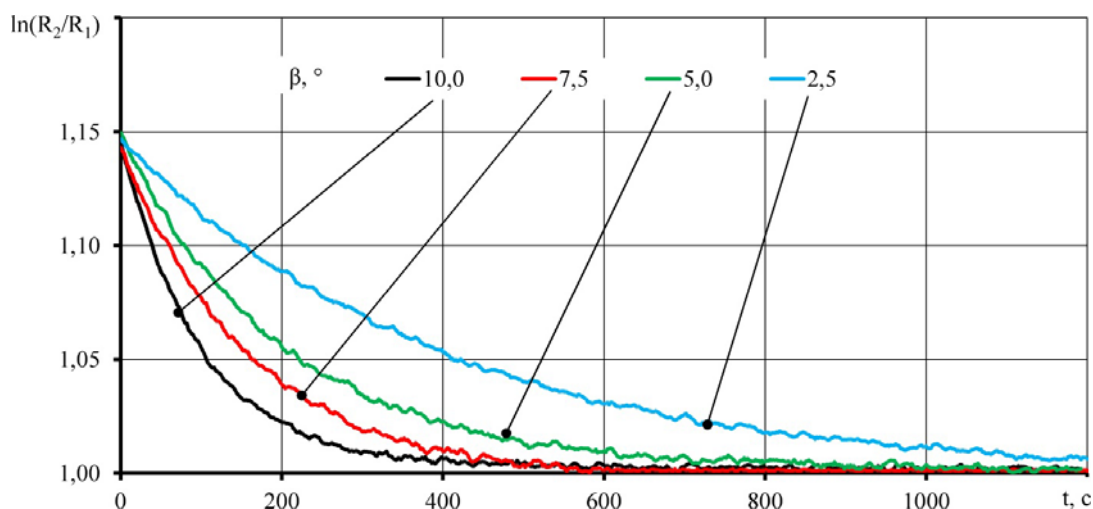


Рисунок 5 – Динаміка логарифма відношення опорів фоторезистора, що пропорційно значенню товщини шару молока, в процесі його стікання по скляній трубці

Джерело: розроблено автором

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено доцільність використання розробленого обладнання для автоматичного визначення забрудненості молокопроводної лінії під час виконання технологічної операції промивки молокопроводних систем. Також встановлено залежність товщини шару молока, що рухається в скляній трубці, від опору фоторезистора, на який потопляє світло, що частково поглинається шаром молока.

Список літератури

1. Жмырко, А. М. Обоснование параметров и режимов работы системы мойки молокопровода доильных установок для доения коров в стойлах: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. М.: РГБ. 2005. 162 с.
2. Алієв, Е. Б. Підвищення ефективності експлуатації вакуумної системи молочно-доїльного обладнання: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. 2012. 177 с.
3. Фененко, А. І. Механізація доїння корів. Теорія і практика: монографія. Київ. 2008. 198 с.
4. Палій, А. П. Обґрунтування, розробка та ефективність застосування інноваційних технологій і технічних рішень у молочному скотарстві. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня доктора сільськогосподарських наук. Миколаїв. 2018. 60 с.
5. Корн, Г., Корн, Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. Москва: Наука. 1970. 720 с.
6. Гагарин, А. П. Бугера-Ламберта-Бера закон. Физическая энциклопедия: [в 5 т.] / гл. ред. А. М. Прохоров. М.: Советская энциклопедия. Т. 1: Ааронова. Бома эффект Длинные линии. 1988. С. 232-233.
7. Сивухин, Д. В. Поглощение света и уширение спектральных линий. Общий курс физики. Т. IV. Оптика. Москва: Наука, 2005. С. 582-583.

References

1. Zhmyrko, A.M. (2005). Obosnovaniye parametrov i rezhimov raboty sistemy moyki molokoprovoda doil'nykh ustanovok dlya doeniya korov v stoylakh [Substantiation of the parameters and modes of

- operation of the milking system for milking milking plants for milking cows in stalls]. *Dis. ... Cand. tech. Sciences: 05.20.01.M.: RGB*, 162 [in Russian].
2. Aliyev, E.B. (2012). Pidvyshchennya efektyvnosti ekspluatatsiyi vakuumnoyi systemy molochno-doyil'noho obladnannya [Improving the efficiency of the vacuum system of milking and milking equipment]. *Dis. ... Cand. tech. Sciences: 05.05.11.*, 177 [in Ukrainian].
 3. Fenenko, A. I. (2008). Mekhanizatsiya doynnya koriv. Teoriya i praktyka [Mechanization of milking cows. Theory and Practice]. *Monograph. K.* 198 [in Ukrainian].
 4. Pali, A.P. (2018). Obgruntuvannya, rozrobka ta efektyvnist' zastosuvannya innovatsiynykh tekhnolohiy i tekhnichnykh rishen' u molochnomu skotarstvi [Substantiation, development and efficiency of application of innovative technologies and technical solutions in dairy cattle]. *Abstract of the dissertation for the degree of Doctor of Agricultural Sciences. Mykolayiv.* 60 [in Ukrainian].
 5. Korn, G., Korn, T. (1970). Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov [Handbook of Mathematics for Scientists and Engineers]. *M.: Science*, 720 [in Russian].
 6. Gagarin, A.P. (1988). Bugera-Lamberta-Bera zakon [Bouguereau-Lambert-Beera law]. *Physical Encyclopedia: [in 5 volumes] / Chap. ed. AM Prokhorov. M.: Soviet Encyclopedia. Volume 1: Aaron. - Boom effect Long lines*, 232-233 [in Russian].
 7. Sivukhin, D.V. (2005). Pogloshcheniyesveta i ushireniyespektral'nykhliniy [Absorption of light and broadening of spectral lines] // *General course of physics. § 89. M., 2005.V. IV. Optics*. 582-583 [in Russian].

Viktor Pryshliak, Assoc. Prof., PhD tech. sci, **Igor Babyn**, Assist.

Vinnitsia National Agricultural University, Vinnitsia, Ukraine

Results of the Photosensor Visibility of the Milk Production Line

The aim of the research is to develop equipment for the automatic determination of contamination of the milk line during the technological operation of washing milk systems, which will provide the necessary quality of produced milk that meets sanitary and hygienic requirements.

The provision of a high-quality technological process for the production of milk at livestock enterprises largely depends on the washing of milk-milking equipment. Thus, washing is one of the most important technological operations and the level of primary contamination of milk depends on the effectiveness of the washing. The quality of the operation of washing systems is difficult to evaluate and monitor without the use of appropriate sensors and devices for assessing the contamination of the milk line. The studies were carried out on equipment, which includes the developed photosensor for determining the contamination of the milk line. Laboratory equipment operates as follows. The glass tube is filled with medium (air, milk, washing solution). Next, the LED turns on, the light from which passes through the walls of the glass pipe and the medium, and then falls on the photoresistor. In this case, the resistance of the photoresistor is changed and determined using the ArduinoUno ATmega328 device. The received data is transmitted to a personal computer every 2 seconds.

As a result of the studies, the expediency of using the developed equipment for the automatic determination of the contamination of the milk line during the technological operation of washing the milk line systems was established. The dependence of the thickness of the layer of milk moving in the glass tube on the resistance of the photoresistor, which receives light partially absorbed by the layer of milk, has also been established.

milking unit, washing system, washing solution, photosensor, contamination, milk line

Одержано (Received) 10.09.2019

Прорецензовано (Reviewed) 06.11.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 681.58

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.213-220>

Н.В. Смирнова, доц., канд. техн. наук, **В.В. Смирнов**, доц., канд. техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна
e-mail: swckntu@gmail.com

Синхронное управление пулом сервоприводов радиоуправляемых робототехнических систем

Приведена реализация системы управления радиоуправляемым объектом по нескольким координатам с учетом временных задержек при передаче задающего воздействия. Разработан протокол передачи задающего воздействия исполняющей системе и формат передаваемого пакета. Уменьшено время реакции системы на изменение значения задающего воздействия. Реализовано синхронное управление пулом сервоприводов, что позволило осуществить управление объектом по нескольким координатам без задержек в запуске циклов управления.

система управления, сервопривод, синхронное управление, объект, прерывание, RTOS

Н.В. Смірнова, доц., канд. техн. наук, **В.В. Смірнов**, доц., канд. техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

Синхронне управління пулом сервоприводів радіокерованих робототехнічних систем

Наведено реалізація системи управління керованим по радіо об'єктом по декількох координатах з урахуванням тимчасових затримок при передачі впливу що задається. Розроблено протокол передачі значення впливу що задається виконуючої системою і формат пакета що передається. Зменшено час реакції системи на зміну значення впливу що задається. Реалізовано синхронне управління пулом сервоприводів, що дозволило здійснити управління об'єктом по декількох координатах без затримок у запуску циклів управління.

система управління, сервопривід, синхронне управління, об'єкт, переривання, RTOS

Постановка проблемы. В настоящее время существует множество реализаций систем управления сервоприводами для различных робототехнических систем, радиоуправляемых устройств, таких, как шасси, квадрокоптеры, беспилотные летательных аппараты (БПЛА) и т.д. Основным назначением таких систем является формирование управляющего воздействия для сервоприводов с минимальной задержкой и минимальной ошибкой.

В сельском хозяйстве в системах точного земледелия, когда БПЛА используются для обработки посевов, возрастают требования к системе управления БПЛА. Сбои в системе управления приводят к нежелательным результатам и нештатным ситуациям. Поэтому, помимо дублирования основных каналов управления, необходимо учитывать факторы, снижающие скорость реакции исполнительных механизмов БПЛА и точность отработки поступающих команд.

Одним из таких факторов является несинхронность управления пулом сервоприводов.

В зависимости от реализации системы управления и параметров объекта управления проблемой может являться несинхронность управления пулом сервоприводов, которая вызвана различными причинами.

Причиной несинхронности управления может являться:

- временные задержки при передаче значений управляющего воздействия;
- неоптимальная программная реализация драйвера блока управления сервоприводами;
- люфты в исполнительных механизмах объекта управления.

Если время изменения координат объекта в пространстве значительно превосходит время цикла работы сервопривода, то несинхронность управляющих сигналов при изменении положения валов координатных сервоприводов не является проблемой.

Однако, при высоких скоростях перемещения объекта в пространстве, когда изменение траектории движения объекта управления осуществляется по нескольким координатам, относительные задержки в управляющих сигналах координатных сервоприводов могут привести к отклонению реальных координат объекта от заданных и непредсказуемому поведению объекта управления (рис.1).

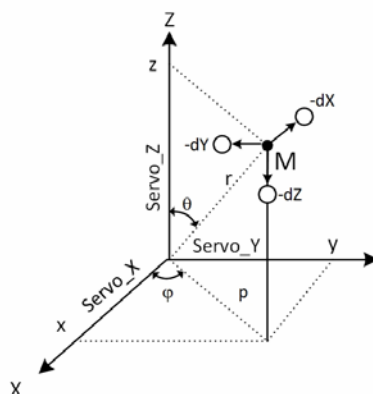


Рисунок 1 – Отклонение реальных координат объекта от заданных

Источник: разработано автором

Например, реальные координаты x , y , z объекта могут отличаться от заданных на величину dX , dY , dZ и принимать следующие значения:

$$x = (r \sin \theta \cos \varphi) \pm dX, y = (r \sin \theta \sin \varphi) \pm dY, z = (r \cos \theta) \pm dZ. \quad (1)$$

Анализ исследований и публикаций. На быстродействие системы управления и синхронность управления пулом сервоприводом влияют:

- временные задержки различного происхождения;
- программная и аппаратная реализация системы управления.

Временные задержки имеют место по двум причинам:

- 1) задержки, зависящие от протокола и скорости передачи данных на стороне задатчика (передатчика);
- 2) задержки, вызванные способом формирования управляющего воздействия для каждого сервопривода в пуле на стороне приемника системы управления.

Протокол передачи данных от передатчика (задатчика) к приемнику системы управления объектом зависит от фирмы-производителя оборудования [1-4]. В общем виде процесс управления пулом сервоприводов представлен на рис. 2.

Процесс управления пулом сервопривода имеет два цикла:

- цикл получения задающего воздействия;
- цикл управления сервоприводами.

В зависимости от протокола время передачи задающего воздействия t_3 может составлять от 22 ms до 55 ms (табл. 1) и определяется выражением:

$$t_3 = B \log_2(1 + S/N), \quad (2)$$

где t_3 – время передачи данных в канале битах в секунду;
 B – полоса пропускания канала в герцах;
 S – полная мощность сигнала над полосой пропускания, измеренной в ваттах или вольтах в квадрате;
 N – полная шумовая мощность над полосой пропускания, измеренной в ваттах или вольтах в квадрате;
 S/N – отношение сигнала к гауссовскому шуму, выраженное как отношение мощностей.

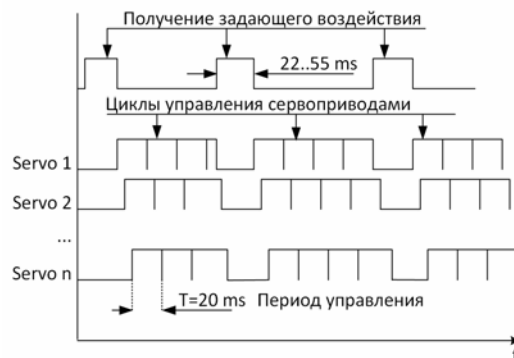


Рисунок 2 – Процесс управления пулом сервоприводов

Источник: разработано автором

В настоящее время широко распространены несколько методов кодирования и передачи данных: Pulse-Position Modulation (PPM) и Pulse-Code Modulation (PCM) [N]. Для метода кодирования PCM единый стандарт отсутствует. Метод кодирования Advanced Frequency Hopping Spread Spectrum (AFHSS) еще не получил широкого распространения [2]. Некоторые фирмы-изготовители не указывают технические подробности своей аппаратуры, поскольку передатчики и приемники работают в паре.

Таблица 1 – Основные параметры протоколов передачи данных

№	Фирма - изготовитель	Кодирование	Каналы	Разрядность, бит	Время передачи, ms
1	Turnigy	PPM	8	9	42
2	FlySky	PPM	8	10	43
3	JR/Graupner	Z-PCM	8	9	44
4	JR/Graupner	S-PCM	8	10	44
5	Simprop	PCM	12	8	55
6	Robbe Futaba	PCM	9	10	28
7	Hitec	AFHSS	8	12	7

Источник: разработано автором

Метод кодирования и передачи данных PPM представлен на рис. 3.



Рисунок 3 – Метод кодирования PPM

Источник: [5]

Из рисунка 3 следует, что метод кодирования PPM имеет ограничение на количество каналов управления, которые могут быть размещены в одном пакете.

Особенностью реализаций всех рассмотренных методов кодирования и передачи данных является передача значений всех каналов управления в одном или нескольких пакетах, даже если изменения значений элемента управления не произошло. Данная особенность связана с реализацией управляющей системы на стороне приемника объекта управления [5,6].

Представленные системы кодирования не обеспечивают синхронного управления сервоприводами.

На рис. 4 представлен стандартный цикл управления сервоприводом.

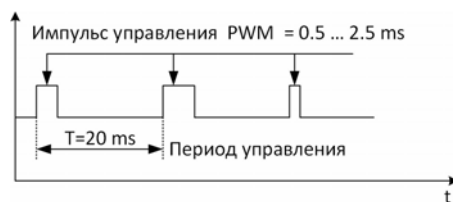


Рисунок 4 – Цикл управления сервоприводом

Источник: разработано автором.

Период цикла управления составляет 20 мс, а длительность управляющего импульса принимает значение в интервале 0,5 ms ... 2,5 ms. Угол поворота вала сервопривода определяется длительностью управляющего импульса в соответствии с выражением:

$$\varphi_{\text{в}} = (d\tau + \tau_0)k, \quad (3)$$

где $\varphi_{\text{в}}$ – угол поворота вала сервопривода;

$d\tau$ – интервал изменения длительности управляющего импульса;

τ_0 – минимальное значение длительности управляющего импульса (0,5 ms);

k – передаточный коэффициент.

Например, импульс длительностью 1,5 ms устанавливает вал сервопривода в среднее положение, а значения 0,5 ms и 2,5 ms – в крайние положения.

Из рис. 4 следует, что при длительности цикла управления 20 ms пауза между управляющими импульсами в цикле управления составляет от 17,5 до 19,5 ms.

Из табл. 1, рис. 3 и рис. 4 следует, что время передачи задающего воздействия приемнику составляет 28-55 ms, что значительно больше паузы цикла управления сервоприводами.

Это означает, что следующий цикл управления сервоприводами начнется только после приема пакета со значениями управляющих воздействий с задержкой до 70 ms.

Такие задержки несут существенны при управлении низкоскоростными объектами, однако у высокоскоростных объектов (100 км/ч или 27 м/сек) задержки в управлении, например, рулями поворота или рулями высоты снижают управляемость и маневренность объекта на величину dX , dY , dZ (1).

Постановка задачи. Таким образом, с целью улучшения характеристик системы управления пулом сервоприводов радиоуправляемого объекта необходимо решить следующие задачи:

- уменьшить время передачи задающего воздействия системе управления объекта;
- минимизировать влияние временной задержки цикла приема задающего воздействия на длительность цикла управления сервоприводами;

- обеспечить синхронное управление пулом сервоприводов.

Изложение основного материала. Реализация системы управления пулом сервоприводов имеет свои особенности, обусловленные выбором архитектуры системного программного обеспечения контроллера.

Существует три модели создания управляющих программ, каждая из которых имеет свои преимущества и недостатки:

- 1) выполнение программы в среде операционной системы реального времени Real-Time Operating System (RTOS) (рис. 5);
- 2) выполнение программы в асинхронно – событийной среде;
- 3) выполнение программы в бесконечном цикле с прерываниями.

Для выбора оптимальной модели рассмотрим процессы выполнения управляющей программы в перечисленных средах.

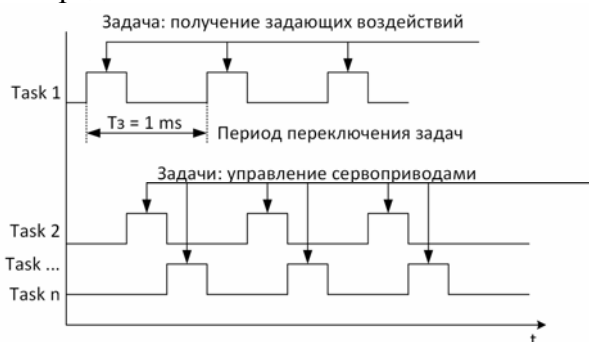


Рисунок 5 – Процесс выполнения управляющей программы в среде RTOS

Источник: разработано автором

RTOS. Из рис. 5 следует, что процесс переключения контекста задач прерывает циклы приема задающего воздействия и циклы управления сервоприводами, что неприемлемо для систем, требующим непрерывного управления [7].

Асинхронно-событийная модель управляющей программы также может прервать выполнение цикла управления при возникновении событий низкого уровня, имеющих системный приоритет над прикладным уровнем.

Бесконечный цикл с прерываниями. Поведение программы полностью контролируется программистом при ее создании.

Таким образом, для создания системы управления пулом сервоприводов целесообразно использовать модель бесконечного цикла с прерываниями. В этом случае, поведение программы будет полностью детерминировано.

Решение поставленных задач возможно на базе простой архитектуры системы управления на стороне приемника, представленной на рис. 6.

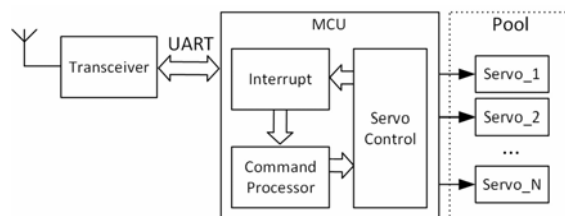


Рисунок 6 – Простая архитектура системы управления на стороне приемника

Источник: разработано автором

Контроллер выполняет следующие функции:

- получает задающее воздействие через последовательный порт UART;

- формує управляюче вплив для кожного сервопривода в пулі;
- здійснює синхронне управління сервоприводами.

Для рішення задачі мінімізації часу, необхідного на отримання задаючого впливу, був розроблений формат пакета, який включає в себе дані пропорційних і дискретних органів управління. В пакеті передаються дані тільки від тих органів управління, в яких відбулися зміни (рис. 7).

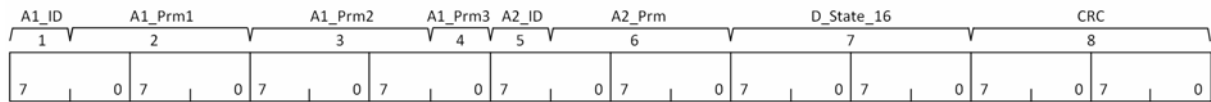


Рисунок 7 – Формат пакета передачі даних

Источник: розроблено автором.

Пакет має 8 полів довжини 10 байт. Назначення полів пакета:

Поля двоканального мікшированого пропорційного органу управління:

- 1) A1_ID: ідентифікатор об'єкта на стороні передатчика – 4 бита, адресує 16 мікшируємих об'єктів;
- 2) A1_Prm_1: параметр 1 об'єкта A1_ID. 12 бит, дискретність – 4096 рівнів;
- 3) A1_Prm_2: параметр 2 об'єкта A1_ID. 12 бит, дискретність – 4096 рівнів;
- 4) A1_Prm_3: дискретний параметр 3 об'єкта A1_ID. 4 бита, 16 значень.

Поля одноканального пропорційного органу управління:

- 5) A2_ID: ідентифікатор об'єкта на стороні передатчика - 4 бита, адресує 16 об'єктів;
- 6) A2_Prm: параметр об'єкта A2_ID. 12 бит, дискретність – 4096 рівнів.

Поля дискретного управління:

- 7) D_State_16: стан 16 об'єктів, «1» - включено, «0» - виключено.

Поле контрольної сумми:

- 8) CRC – 12 бит.

Таким чином, в пакеті передається інформація про зміну стану двох пропорційних каналів і 16 дискретних об'єктів на стороні передатчика.

Принципіальне відміння протоколу передачі пакета в розробленій системі заключається в наступному: виконуючій системі передається не значення управляючого впливу, а численне значення стану елементів управління на стороні передатчика. Численні значення можуть бути умовними величинами.

Інтерпретація і обробка отриманих даних здійснюється програмою командного процесора управляючого контролера, яка формує управляючий вплив для блоку управління пулом сервоприводів.

Час передачі пакета становить приблизно 11.36 мс при швидкості передачі 9600 кбит. При швидкості 19200 кбит час передачі пакета скорочується до 6 мс (рис. 8).

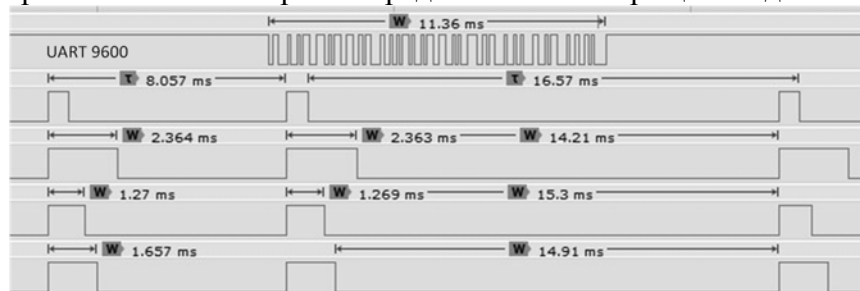


Рисунок 8 – Прийм пакету задаючих впливів і синхронне управління пулом сервоприводів

Источник: розроблено автором

Експериментально було встановлено, що сервоприводи устойчиво працюють і не піддаються перегреву при тривалості циклу управління 8 ms. Поєднання з метою зменшення часу реакції об'єкта управління на керуючі впливи цикл управління сервоприводами був скорочений з 20 ms до 8 ms.

З рисунка 8 випливає, що:

- 1) час, отримання пакета задаючих впливів збільшує час циклу управління до 16,57 ms, що менше паспортного часу 20 ms;
- 2) імпульси управління сервоприводами формуються синхронно, без затримок.

Таким чином, завдання по зменшенню часових затримок в системі управління пулом сервоприводів вирішені в повному обсязі.

Для перевірки ефективності архітектури керуючої програми, на контролері PIC18F25K22 [8] була реалізована система синхронного управління пулом сервоприводів по 20 каналах з дозволяючою здатністю 12 разрядів.

Висновки. Реалізація розробленої системи управління пулом сервоприводів показала ефективність вибраної архітектури для створення програмного забезпечення і апаратної частини для радіокерованих робототехнічних систем.

Вирішені поставлені завдання по зменшенню часу передачі задаючого впливу системі управління об'єкта, мінімізації впливу часової затримки циклу прийому задаючого впливу на тривалість циклу управління сервоприводами і забезпечено синхронне управління пулом сервоприводів.

В загальному випадку, кількість каналів управління залежить від кількості пінів входу-виходу конкретного контролера (90 і більше).

Створена система використовується для управління роботом InMoov.

Для подальшого покращення якості характеристик системи синхронного управління пулом сервоприводів необхідно вирішити завдання по компенсації люфтів в виконавчих механізмах і помилок позиціонування, викликаних люфтами і іншими причинами.

Цілесловидно розглянути можливість використання регуляторів для усунення помилок позиціонування і статистичних методів для попередження їх виникнення.

Список літератури

1. Hitec. Flash 8. 8 Channel 2.4 GHz Aircraft Computer Radio System. URL : https://hitecrcd.com/images/products/pdf/394_Flash8_Manual_Web.pdf (дата звернення: 02.10.2019)
2. MULTIPLEX Modellsport GmbH & Co. KG. Micro IPD. URL: <https://www.multiplex-rc.de/Downloads/Multiplex/Archiv/bedienungsanleitung-micro-ipd--de-en-fr-it-es.pdf> (дата звернення: 02.10.2019)
3. Hitec. Flash 8 - 8 Channel 2.4GHz Aircraft Computer Radio. URL : <https://hitecrcd.com/products/aircraft-radios-receivers-and-accessories/aircraft-radio-systems/flash-8-8-channel-2.4ghz-aircraft-computer-radio/product> (дата звернення: 11.10.2019)
4. 4PLS. Futaba Digital Proportional System. Instruction Manual. URL : <http://manuals.hobbico.com/fut/4pls-manual.pdf> (дата звернення: 09.10.2019)
5. Васильков В., Пузрин В. Апаратура радіокерування. Частина 1. Передатчики. URL : http://www.rcdesign.ru/articles/radio/tx_intro (дата звернення: 19.10.2019)
6. Peter Rother. PCM or PPM? Possibilities, performance? URL : http://www.aerodesign.de/peter/2000/PCM/PCM_PPM_eng.html (дата звернення: .2019)
7. The FreeRTOS™ Kernel. URL : <https://www.freertos.org/> (дата звернення: 09.10.2019)
8. PIC18(L)F2X/4XK22 / 28/40/44-Pin, Low-Power, High-Performance Microcontrollers with XLP Technology / Microchip Technology Inc. URL: https://www.microchip.com/stellent/groups/picmicro_sg/documents/devicedoc/cn547043.pdf (дата звернення: .18.10.2019)

Referencis

1. Hitec. Flash 8. 8 Channel 2.4 GHz Aircraft Computer Radio System : website. *hitecrcd.com*. Retrieved from : https://hitecrcd.com/images/products/pdf/394_Flash8_Manual_Web.pdf [in English].
2. Micro IPD. MULTIPLEX Modellsport GmbH & Co. KG : website. *multiplex-rc.de*. Retrieved from : : <https://www.multiplex-rc.de/Downloads/Multiplex/Archiv/bedienungsanleitung-micro-ipd--de-en-fr-it-es.pdf> [in German].
3. Hitec. Flash 8 - 8 Channel 2.4GHz Aircraft Computer Radio : website. *hitecrcd.com*. Retrieved from : <https://hitecrcd.com/products/aircraft-radios-receivers-and-accessories/aircraft-radio-systems/flash-8-8-channel-2.4ghz-aircraft-computer-radio/> product [in English].
4. 4PLS. Futaba Digital Proportional System. Instruction Manual : website. *manuals.hobbico.com*. Retrieved from : <http://manuals.hobbico.com/fut/4pls-manual.pdf> [in English].
5. Васильков В., Пузрин В. Аппаратура радиоуправления. Часть 1. Передатчики : website. *rcdesign.ru*. Retrieved from : http://www.rcdesign.ru/articles/radio/tx_intro [in Russian].
6. Peter Rother. PCM or PPM? Possibilities, performance? : website. *aerodesign.de*. Retrieved from : http://www.aerodesign.de/peter/2000/PCM/PCM_PPM_eng.html [in English].
7. The FreeRTOS™ Kernel : website. URL: <https://www.freertos.org/> [in English].
8. PIC18(L)F2X/4XK22 / 28/40/44-Pin, Low-Power, High-Performance Microcontrollers with XLP Technology / Microchip Technology Inc. : website. *microchip.com*. Retrieved from : https://www.microchip.com/stellent/groups/picmicro_sg/documents/devicedoc/cn547043.pdf [in English].

Natalia Smirnova, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Volodymyr Smirnov**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

The Pool of Radio-controlled Robotic Systems Servo Synchronous Control

The purpose of the article is to improve the characteristics a radio-controlled object servo drive pool control system and solve the problems: reduce the transmission time of the driving influence to the object control system, minimize the influence of the driving action receiving cycle the time delay on the servo drive control cycle duration, servo drive pool provide synchronous control.

The article describes the control system for a radio-controlled object in several coordinates implementation. The influence of time delays when transmitting data to the receiver is considered. It is shown that in such control systems there is no synchronous the servo pool control mode. The necessity a synchronous object's servos control system is substantiated creating. A data transfer protocol has been developed for the executing system. The format for the transmitted packet is developed. The fundamental difference between the packet transfer protocol in the developed system: not the value of the control action is transmitted to the executing system, but the numerical value of the state of the control elements on the transmitter side. The the control program architecture is developed. Reduced response time from the system to set action change in the value. The cycle of receiving the set action has a duration about 11 ms. The servo control cycle has a value from 8 to 17 ms. Implemented pool of servos synchronous control. Implemented object control in several coordinates without delays in starting control cycles. The created system is used to control the InMoov robot.

Implementation of the developed servo pool management system has shown the effectiveness of the selected architecture for creating software and hardware for radio-controlled robotic systems. Solved tasks to reduce the transmission time of the master object exposure control system to minimize the influence of the time delay cycle master receiving the impact on the duration and servo control loop is provided a synchronous servo control pool.

control system, servo, synchronous control, object, interrupt, RTOS

Одержано (Received) 21.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 10.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 656.13

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.221-232>

О.І. Субочев, доц., канд. техн. наук, **Ю.О. Полоз**, інж., **В.Ю. Малищук**, студ.
Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна
e-mail: subohev.alex@gmail.com

О.Є. Січко, доц., канд. техн. наук
Національний транспортний університет, м. Київ, Україна
e-mail: sae@ua.fm

Моделювання виробництва сервісних підприємств вантажних автомобілів

Запропоновано виробництво сервісних підприємств автомобілів розглядати як розімкнуту, багатоканальну систему масового обслуговування, у якій відбуваються випадкові процеси, обумовлені сукупною дією випадкових величин. У результаті експериментального дослідження була отримана інформація про показники, що характеризують функціонування технічного обслуговування і ремонту, а також впливають на зміну параметрів технічного обслуговування і ремонту. Розроблена математична модель процесів технічного обслуговування і ремонту автомобілів, що дає можливість врахувати специфіку керування спеціалізацією постів технічного обслуговування і ремонту. Розроблено програму моделювання виробничих процесів автосервісних підприємств за допомогою системи управління базами даних.

сервісні підприємства, математична модель процесів технічного обслуговування і ремонту автомобілів, характеристики вхідного потоку вимог

А.И. Субочев, доц., канд. техн. наук, **Ю.О. Полоз**, инж., **В.Ю. Малышук**, студ.
Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, г. Днепр, Украина
А.Е. Сичко, доц., канд. техн. наук
Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина

Моделирование производства сервисных предприятий грузовых автомобилей

Предложено производство сервисных предприятий автомобилей рассматривать как разомкнутую, многоканальную систему массового обслуживания, в которой происходят случайные процессы, обусловленные совокупным действием случайных величин. В результате экспериментального исследования была получена информация о показателях, характеризующих функционирование технического обслуживания и ремонта, а также влияют на изменение параметров технического обслуживания и ремонта. Разработана математическая модель процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей, что позволяет учесть специфику управления специализации постов технического обслуживания и ремонта. Разработана программа моделирования производственных процессов автосервисных предприятий с помощью системы управления базами данных.

сервисные предприятия, математическая модель процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей, характеристики входящего потока требований

Постановка проблеми. Автомобільний парк України нараховує понад 10 млн. одиниць автомобілів, структура яких виглядає наступним чином: вантажних автомобілів - 15,5%, автобусів - 2,6%, легкових автомобілів - 81,9%. Автомобільний транспорт (АТ) належить до галузей, з яких почалася широкомасштабна приватизація в Україні [1].

У зв'язку з цим на ринку автотранспортних послуг з'явилася велика кількість перевізників різних форм власності, які не мали досвіду організації перевезень, необхідних професійних знань, відповідної технічної бази, а їхні транспортні засоби не відповідали вимогам безпеки перевезень [2].

Основними системними проблемами АТ на сучасному етапі є: втрата адміністративних важелів державного управління АТ як повністю приватизованого; зниження обсягів транспортної роботи; збитковість діяльності пасажирського транспорту на автобусних маршрутах загального користування; масове старіння рухомого складу та невідпрацьованість механізмів його заміни; невідповідність структури вантажного і пасажирського парку попиту на його послуги; незадовільний рівень безпеки автомобільних перевезень і значне екологічне навантаження на навколишнє середовище [3].

На сучасному етапі розвитку автосервісу в основу підвищення ефективності виробництва покладено економне та раціональне використання, як матеріальних так і трудових ресурсів сервісних підприємств (СП). Принципом раціонального виробництва є прогресивність планових та економічних норм, які базуються на передових інформаційних та виробничих технологіях [4].

Для підвищення ефективності роботи сервісних підприємств (СП) ставиться завдання надання своєчасної якісної послуги в умовах сучасного конкурсування. Аналіз конкуренції необхідний не тільки у формулюванні ділової стратегії підприємства, але й у корпоративному фінансуванні маркетингу, аналізі безпеки та багатьох інших сферах економіки [5].

Конкуренція важливий елемент ринку, що відіграє вирішальну роль в зростанні якості продукції, зменшенні їх собівартості, в освоєнні в виробництві останніх досягнень науки й техніки, тому вивчення конкуренції є дуже важливим питанням для надійного зростання підприємства [6].

В умовах кількісного зростання транспортних засобів в Україні, зростає і попит на отримання послуг в автосервісі, тому зростає і проблема масового обслуговування власників транспортних засобів (ТЗ). Аналіз прогнозування тенденцій розвитку автомобільного транспорту в наступні роки не дає підстав для оптимістичних прогнозів відносно зростання перевезень. В той ж час зростає попит на послуги з технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) транспортних засобів індивідуальних власників та підприємців [7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В опублікованій літературі питання показників ефективності сервісних підприємств слабо висвітлені з тієї причини, що вони не є актуальними за умов розвитку СП як бізнесу без будь-якого аналізу його впливу на ефективність економіки чи соціального стану суспільства. В достатній мірі розроблені та висвітлені в літературі лише питання оцінки ефективності діяльності СП. Багато робіт присвячено конкурентоздатності бізнесу, залученню клієнтів та оцінці рівня їх задоволеності, витратам на діяльність автосервісу та забезпечення його прибутковості. Що ж стосується оцінки автосервісу як соціально-економічної системи та забезпечення його ефективності з погляду якості життя людей, то цьому питанню не приділяється належної уваги [3, 8].

Широкий спектр виробничих процесів на підприємствах автомобільного транспорту стимулює технічну службу СП систематично виконувати низку функцій планування, організацію та регулювання потоку автотransпортних засобів (АТЗ) для проведення технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р). Комплекс таких проблем виникає в зв'язку із тим, що фіксується зменшення загальної кількості, наприклад, муніципальних автобусів, а обладнання постів і дільниць ускладнюється і відповідно збільшується його вартість. Вартісне обладнання економічно не доцільно мати на кожному СП, тому доцільно створювати спеціалізовані виробництва або СП з повним завантаженням його потужностей [9, 10].

Досліджуючи досвід становлення і розвитку виробничих структур автомобільного транспорту, які забезпечують відповідні види діяльності, можна дійти висновку, що поєднання останніх не є єдино прийнятним. Значна частка виробничих структур автомобільного транспорту займається лише одним видом діяльності, передаючи інші до виконання стороннім суб'єктам господарювання. Разом з тим, ряд організацій поєднують ці види діяльності в певних поєднаннях на умовах основних або допоміжних [2, 11].

В Україні, незважаючи на економічні кризи спостерігається поступове збільшення обсягів перевезень пасажирів, експедиційних послуг і послуг у сфері ТО і Р АТЗ, які надаються організаціями, що спеціалізуються виключно на даних видах діяльності. Зазначену ситуацію до певної міри можна розглядати як об'єктивний процес, що також відповідає загальній тенденції, яка в останні десятиліття простежується в світовій економіці – економічні організації різних галузей економіки прагнуть підвищити свою конкурентоспроможність, концентруючись на основному виду діяльності [12].

Функції сучасних СП стали визначальними щодо можливих стратегічних напрямків його подальшого розвитку при переході до ринкових відносин. Структурні підрозділи АТП, які опікувались основними та допоміжними видами діяльності, в багатьох випадках трансформувались в стратегічні бізнес-одиниці або самостійні спеціалізовані підприємства [6].

В сучасних умовах зі зменшенням середньої кількості АТЗ в парках перевізників та його старінням стало суттєвим скороченням обсягів перевезень крупними перевізниками, зростанням кількості моделей АТЗ, у тому числі іноземного виробництва, тощо можна очікувати на поступове збільшення робіт з технічного обслуговування та ремонту, які можуть передаватися «на сторону». При цьому самі підприємства автосервісу можуть виступати за логістичних провайдерів економічних організацій, які забезпечують діяльність з перевезення.

Задоволення клієнтів якісним обслуговуванням вносить істотний внесок в економічне зростання фірми. У компаній, кращих за показниками якості виконуваних робіт, темпи приросту річного обсягу реалізації послуг на 9% вище, а рентабельність продажів на 11% вище, ніж у компаній, гірших за цими показниками [7].

Постановка завдання. Виходячи із наведеного, метою даної роботи є дослідження якості технічного обслуговування АТЗ і ремонту і вибір критеріїв, що відображають виробничу діяльність сервісних підприємств, розробка алгоритму пошуку рішень щодо поліпшення якості послуг та умов обслуговування, практична реалізація методики на базі діючих сервісних підприємств з обслуговування вантажних автомобілів.

Виклад основного матеріалу. Виробничо-технічна база сервісних підприємств є дуже фондоемним виробництвом. Зміна її стану у визначеному порядку пов'язана зі значними матеріальними і трудовими витратами [13].

Об'єктом дослідження є виробничі процеси сервісних підприємств. Вибір об'єкта дослідження обумовлений наступними причинами:

- необхідністю дослідження виробничих процесів сервісних підприємств, орієнтованих на вантажні автомобілі;
- великою кількістю дрібних власників та приналежністю вантажних автомобілів до різних форм власності;
- адаптацією виробничо-технічної бази існуючих СП до сучасних моделей автомобілів як вітчизняних, так і закордонних [14].

Як досліджуваний об'єкт обираються сервісні підприємства (товариства з обмеженою відповідальністю) м. Дніпро: ТОВ «Паритет-СП», ТОВ «Технофорум» та ТОВ «Дніпро-Сервіс». Місце дислокації перелічених підприємств характеризується найбільшою по області концентрацією промислового потенціалу, транспорту, населення.

Виробництво технічного обслуговування і ремонту автомобілів розглядається як розімкнута, багатоканальна система масового обслуговування, у якій відбуваються випадкові процеси, обумовлені сукупною дією випадкових величин.

Випадкові зміни факторів, що впливають на досліджувані параметри, визначили вибір методу дослідження, а саме основних положень вибіркового методу досліджень і оцінку точності отриманих при цьому результатів.

Збір і обробка вихідних даних, необхідних для аналізу і синтезу параметрів виробництва ТО і Р автомобілів що включає чотири етапи [15].

Етап 1. Вихідний аналіз реальної системи. На даному етапі визначається мета збору інформації, перелік необхідних даних, що характеризують досліджувану систему.

Етап 2. Складання плану збирання вхідної статистичної інформації. З огляду на те, що основною задачею роботи є розробка комплексної методики аналізу і синтезу параметрів системи ТО і Р та дані, необхідні для налагодження як окремих елементів, так і всієї методики в цілому.

Етап 3. Збирання вихідних статистичних даних. Вибір необхідної інформації проводився в таким чином. Розглядалися питання організації системи ТО і Р при проведенні експериментальних досліджень необхідний збирання інформації про її роботу. Отримана інформація повинна бути зручною для обробки і міститись в мінімальній кількості документів.

Етап 4. Статистична обробка даних: а) статистичний опис вихідної сукупності з визначенням меж варіювання змінних; б) аналіз даних спостережень, які різко виділяються; в) перевірка статистичної незалежності спостережень, що складають масив вихідних даних; г) перевірка однорідності декількох вибірок даних; д) уніфікація типів змінних; е) апроксимація, аналіз законів розподілу досліджуваної генеральної сукупності.

Збір і початкова оцінка вихідної інформації виконувалися за наступною схемою [16]: 1 – у процесі логічного аналізу були виявлені найбільш інформативні вихідні дані по роботі системи ТО і Р із загального потоку інформації; 2 – дана інформація була ретельно проаналізована і розділена на групи, що відносяться до різних сторін досліджуваної системи; 3 – виділені ознаки, що впливають на інформацію; 4 – визначені області використання вхідної інформації

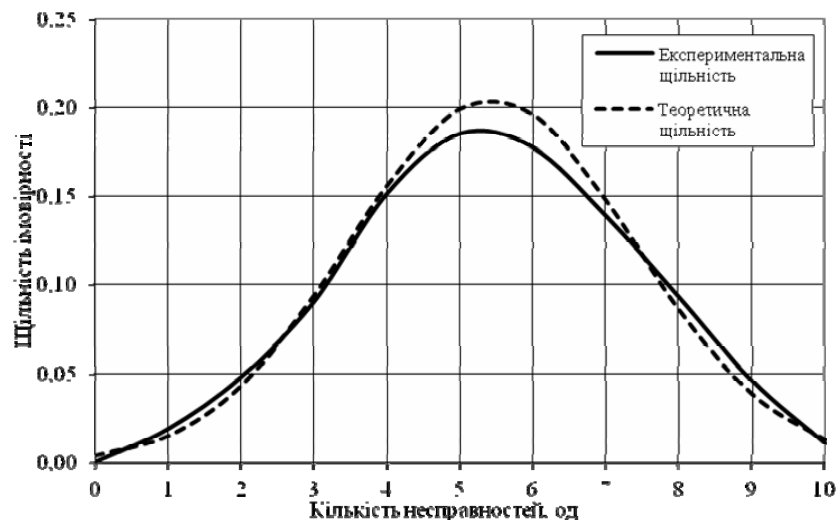
У результаті експериментального дослідження була отримана інформація про показники, що характеризують функціонування ТО і Р, а також впливають на зміну параметрів технічного обслуговування і ремонту [17].

Необхідно відзначити, що для великих проміжків часу (рік, квартал, місяць) потоки відмов і відновлень усередині періоду можна прийняти стаціонарними. Їхні наслідки нейтралізуються за допомогою організаційних заходів. Однак усередині невеликих періодів часу (тиждень, день) можливості регулювання цих потоків більш обмежені і складні в реалізації. Тому облік впливу нестационарності потоків вимог є важливим (табл. 1).

Таблиця 1 – Характеристики показників вхідного потоку автомобілів на ремонт ТОВ «Паритет-СП»

Показник	Позначення	Квартал				Середній річний
		1	2	3	4	
Добова кількість вимог	$N_{тр}$	43,9	38,1	41,1	42,7	41,0
Середнє квадратичне відхилення	σ_n	6,6	6,2	6,4	6,5	6,4
Коефіцієнт варіації	v	0,15	0,16	0,16	0,15	0,156

Джерело: розроблено автором



$$N_{тр}=5,94 \text{ ед}, \sigma_N=1,895 \text{ ед}, v=0,328$$

Рисунок 1 – Щільності відмов, що усуваються на автомобілі при технічних впливах ТОВ «Паритет СП»

Джерело: розроблено автором

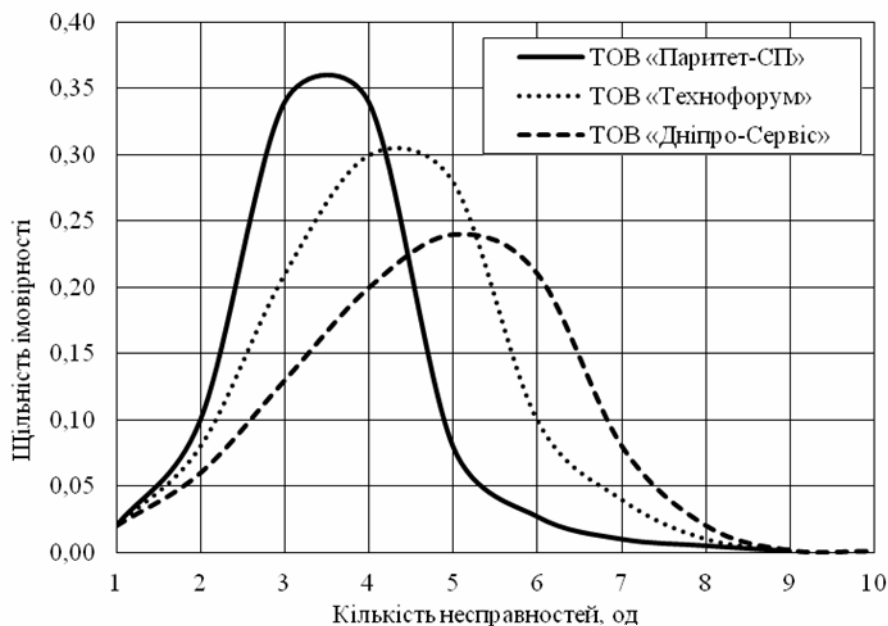


Рисунок 2 – Щільності розподілу кількості відмов автомобілів, що усуваються на автомобілі при технічних впливах СП м. Дніпро

Джерело: розроблено автором

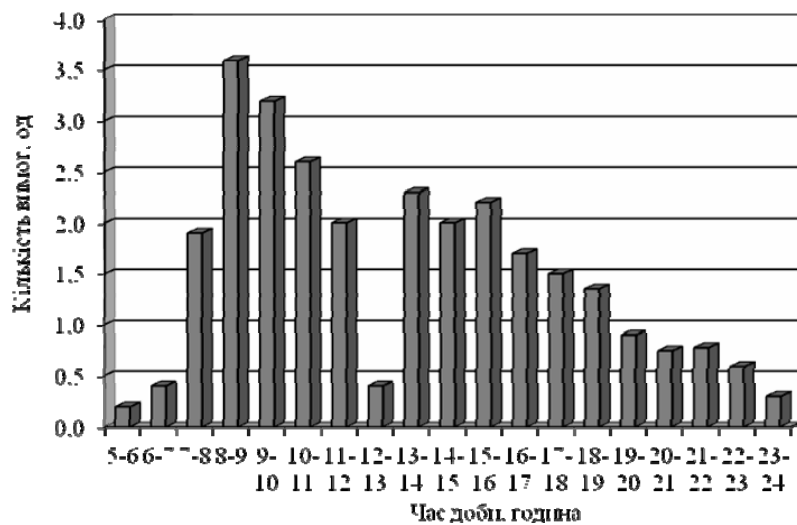


Рисунок 3 – Кількість вимог, які надійшли на ремонт за годинами доби

Джерело: розроблено автором

Аналогічна картина спостерігається і для інших агрегатів і систем. Основні умови формування тривалості ТО і Р автомобілів досліджені раніше. Сутність їх полягає в наступному. Конкретна операція ТО і ремонту по своїй структурі аналогічна і операції нерегулярної профілактики. Вона складається з контрольної і виконавської частин. Тривалість контрольної частини значно менше власно ТО і ремонту. Їхня відмінна риса полягає в тому, що другий елемент (виконавська частина) виконується щораз. Задачею контролю чи діагностування є не встановлення потреби у виконавській частині (як це має місце при нерегулярній профілактиці), а визначення складності відмови чи несправності і способів їхнього усунення (на місці, зі зняттям, часткове розбирання тощо), що визначає тривалість власне ремонту.

Наявність чи відсутність робочої сили в необхідній кількості і потрібній кваліфікації відповідним чином спричиняє зміна величини простою автомобілів у ТО і Р (рис. 4,5).

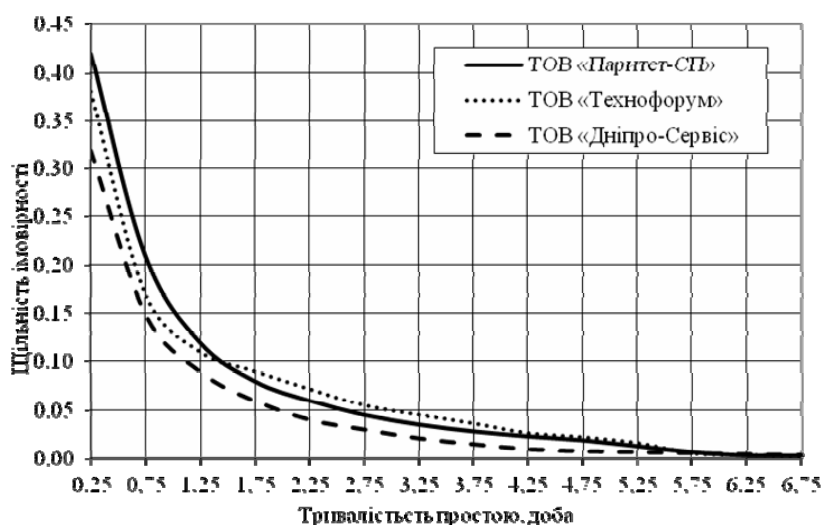


Рисунок 4 – Щільності розподілу тривалості простоїв у технічному обслуговуванні і ремонті

Джерело: розроблено автором

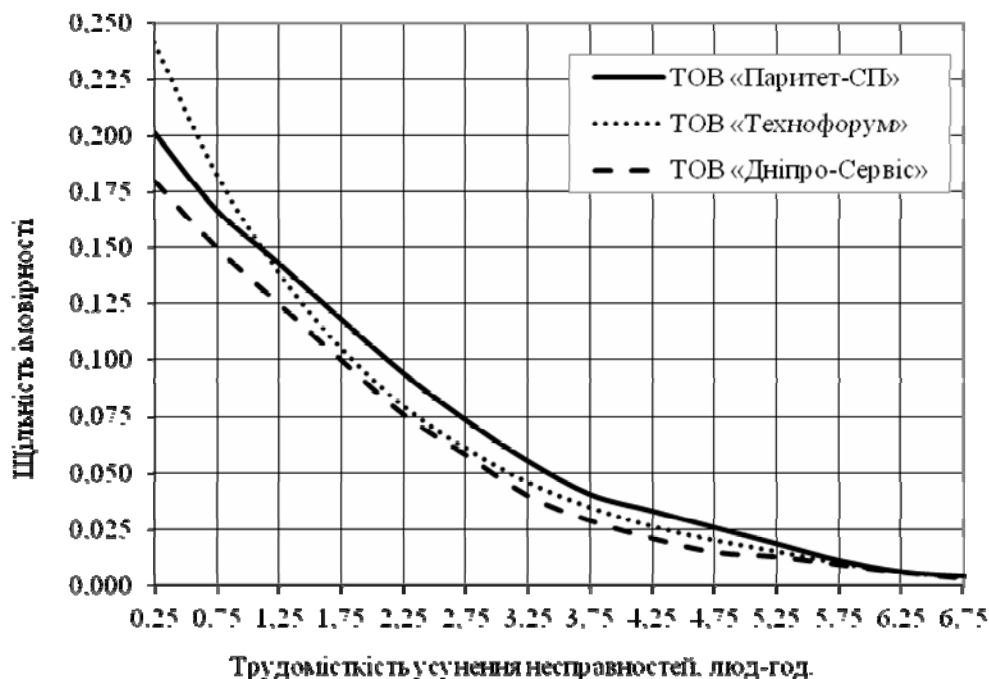


Рисунок 5 – Щільність розподілу трудомісткості усунення відмов при поточному ремонті

Джерело: розроблено автором

Програма моделювання написана універсальною мовою програмування за допомогою системи управління базами даними (СУБД) створений комплекс програм для підготовки й обробки вихідних даних і перегляду результатів на екрані монітора комп'ютера. Програма містить ряд процедур і основну програму. Реалізовано два варіанти програми: із трасуванням випадкового процесу обслуговування автомобілів по подіях і без трасування, з формуванням тільки тих вихідних даних, що необхідні для обчислення цільової функції, що кількісно оцінює ефективність роботи системи, яку моделюємо.

Програмний комплекс розроблений за модульним принципом (рис. 6).

Модуль 1 призначений для введення вихідних даних, що сформувалися у виді масивів з номерами. Кожний з масивів являє собою групу вихідних даних. Перерахування всього змісту масивів вимагає великого часу, оскільки ця інформація приведена для кожного типу автомобіля, для кожного виду відмов, за кожним постом ТО або ПР.

У масивах наводиться загальна характеристика масивів вихідних даних: кількість автомобілів по моделях; розбивка і присвоєння шифрів основних агрегатів і систем автомобілів і їхніх відмов; кількість постів ТО і ПР і їхньої характеристики; математичні очікування і закони розподілу середньодобового пробігу; періодичності ТО, частоти відмов і несправностей; трудомісткості ТО й усунення несправностей; тривалостей простоїв з організаційних причин; тривалостей періоду моделювання.

Модуль 2 на основі вихідних даних моделює роботу автомобілів на лінії, що полягає в покроковому збільшенні пробігу, а значить у зміні технічного стану автотранспортних засобів.

Цей модуль відповідно до вихідних даних генерує наступні події: настання ТО, відмови та несправності, простої автомобілів з організаційних причин.

БЛОКИ 3, 5, 7, 9 ПЕРЕВІРЯЮТЬ УМОВИ НАСТАННЯ ПЕРЕРАХОВАНИХ ПОДІЙ ДЛЯ ПОДАЛЬШОГО МОДЕЛЮВАННЯ.

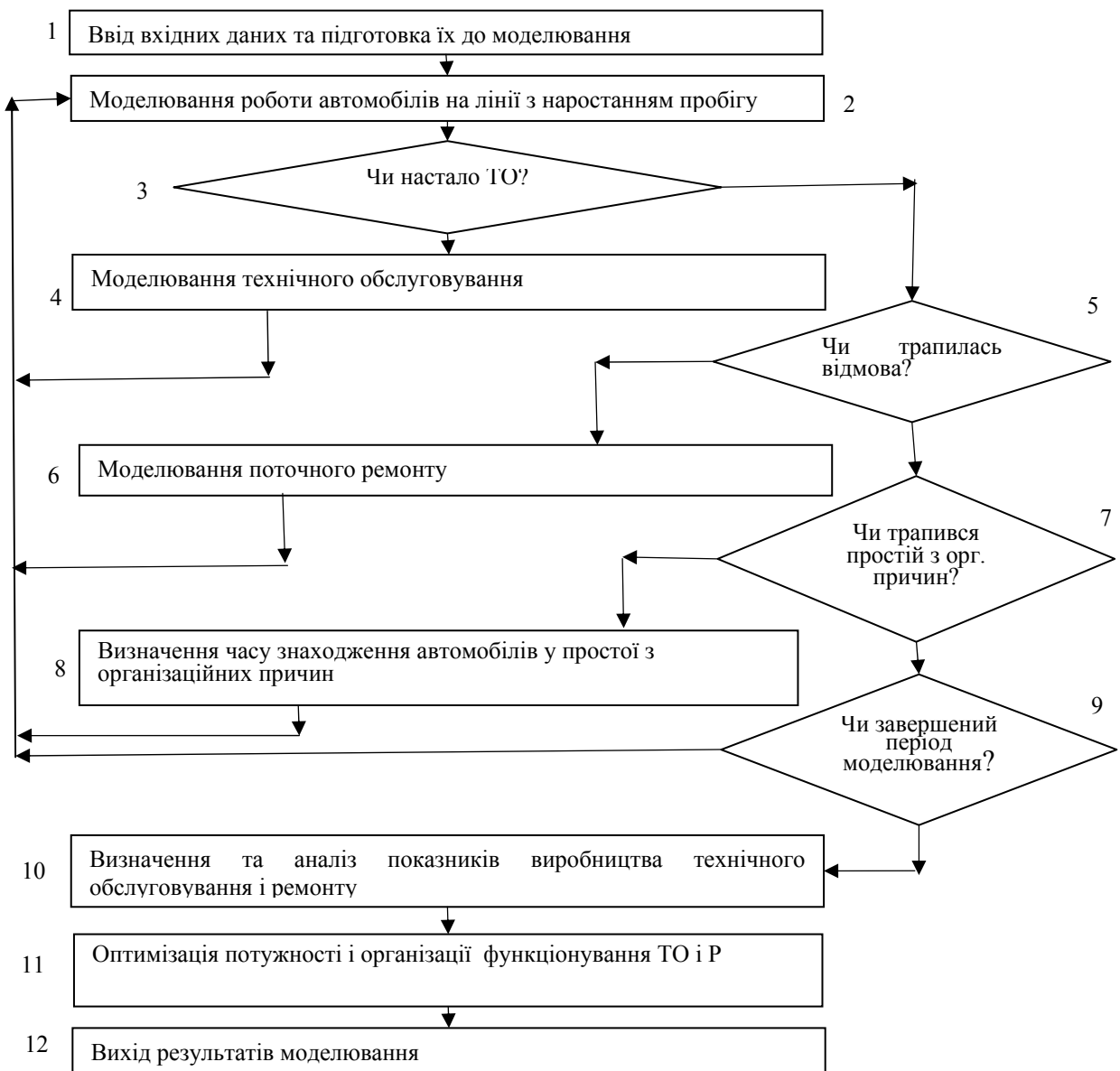


Рисунок 6 – Загальний алгоритм моделювання виробництва СП технічного обслуговування і ремонту автомобілів

Джерело: розроблено автором

Модуль 4 моделює проведення технічного обслуговування у відповідності зі специфікою, властивої для автомобільного транспорту.

Модуль 6 моделює проведення поточного ремонту з урахуванням спеціалізації постів і наявності оборотного фонду агрегатів. Докладний опис модулів 4 і 6 наводиться нижче.

Модуль 8 призначений для визначення середнього часу перебування автомобілів у простоях з організаційних причин.

Наступні модулі 10, 11, 12 моделюють збір статистики; визначення й аналіз показників ТО і Р; оптимізацію і висновок результатів.

Робота автомобіля відбувається в умовах значної кількості випадкових впливів: випадкові інтервали часу між виникненням відмов (з диференціацією несправностей), час їхнього усунення; час, пробіг і періодичність технічних впливів автомобілів. Ці випадкові величини є незалежними, що впливають на закони розподілу (відповідно, на середні, середньоквадратичні відхилення і моменти більш високого порядку). У той же час вони впливають на такі залежні випадкові величини: час чекання початку ТО і ремонту, коефіцієнт завантаження окремих постів, довжина черг (чисельності автомобілів, що очікують початку операції).

Необхідність наявності процедури керування оборотним фондом агрегатів (блок 8) обумовлюється видом ремонту - з чи заміною, чи без заміни агрегатів. Якщо на ремонт надходить автомобіль, що не вимагає заміни агрегату, то ця процедура в алгоритм не включається.

Якщо на ремонт надходить автомобіль, що вимагає заміни агрегату, то виконується перевірка наявності необхідного агрегату серед наявного запасу і досліджуються три випадки: випадок 1 – якщо необхідний агрегат є в наявності, то у відповідному масиві резерв агрегатів зменшується на одиницю й агрегат надходить на посаду ПР для постановки на автомобіль; випадок 2 – якщо необхідний агрегат відсутній в оборотному фонді, то у відповідному масиві задається ділянка із шифром, у якому повинний відновлюватися цей агрегат. Ця вимога стає в чергу, визначається час перебування в черги, тривалість відновлення; випадок 3 - необхідно поповнити оборотний фонд необхідним агрегатом.

На формування закону розподілу часу простою автомобілів на посадах істотний вплив робить вид ремонту: з чи заміною, чи без заміни вузла (агрегату). Відповідно до цього сукупність операцій ПР агрегатів і вузлів можна умовно поділити на дві групи. У першу групу входять усі ремонтні роботи крім заміни самого агрегату (вузла). Друга група складається з операцій по заміні чи агрегату (вузла). Поста ПР по спеціалізації класифікуються на чотири види: спеціальні (СП); спеціалізовані (СПП); універсальні (УП) і широкоуніверсальні (ШУП).

Стратегія спільного використання постів наступна. Першими завантажуються спеціальні пости автомобілями, вид ремонту яких відповідає даному посту. Якщо немає вільного спеціального поста, то завантажуються той спеціалізований пост, який може виконати цю ж роботу (однак тривалість ремонту буде більше, ніж у першому варіанті). У випадку відсутності і вільних спеціалізованих постів завантажуються універсальні і далі широкоуніверсальні.

Висновки. 1. Як досліджуваний сегмент у даній роботі обрані сервісні підприємства районів м. Дніпро, що характеризується найбільшою по області концентрацією промислового потенціалу, транспорту, населення.

3. Визначено основні характеристики вхідного потоку вимог і роботи системи ТО і Р автомобілів. Характерною рисою потоку вимог на ТО і Р є його нестаціонарність і неординарність на протязі року, кварталу, по днях тижня, по годинах доби. Автомобілі, що надходять на ремонт, містять у собі по одному чи кілька відмов і несправностей.

4. Розроблена математична модель процесів технічного обслуговування і ремонту автомобілів дає можливість врахувати специфіку керування спеціалізацією постів ТО і Р, фондом оборотних агрегатів, формою організації праці ремонтників, введенням і використанням резерву постів ТО і Р.

5. Програма моделювання виробничих процесів автосервісних підприємств дозволяє досліджувати вплив наступних факторів на показники функціонування системи ТО і Р: застосування динамічних пріоритетів при керуванні чергою на ТО і Р; рівень механізації і спеціалізації виробництва, ступінь забезпеченості оборотним фондом і використання технологічного устаткування, продуктивність праці ремонтно – обслуговуючого персоналу.

Список літератури

1. Волков В.П., Волкова Т.В., Волков Ю.В., Грицук І.В. Сучасний стан автомобільного транспорту і перспективи розвитку технічної експлуатації автомобілів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: науковий журнал*. 2019. № 16. С. 77 – 87.
2. Андрусенко С.І., Бугайчук О.С. Організація технічної експлуатації автомобілів в Україні за сучасних умов. *Вісник НТУ: Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник*. 2016. Вип. 1 (34). С. 12-20.
3. Марков О.Д., Веретельникова Н.В. Обслуговування клієнтів автосервісу: навчальний посібник. Київ : Видавництво Каравела, 2015. 263 с.
4. Лудченко О.А., Лудченко Я.О. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів. Організація, планування і управління: підруч. для студентів ВНЗ / Нац. трансп. ун-т. - 2-ге вид., переробл. Київ: Логос, 2014. 462 с.
5. Лудченко О.А., Лудченко Я.О., Чередник В.В. Управління якістю технічного обслуговування автомобілів: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / за ред. О.А. Лудченка. Київ : Ун-т "Україна", 2012. 327 с.
6. Андрусенко С.І., Бугайчук О.С. Моделювання бізнес-процесів підприємства автосервісу : монографія . Київ : Кафедра, 2014. 328 с.
7. Волков Ю.В. Совершенствование системы обеспечения работоспособности автомобилей Ю.В. Волков Politechnikarzeszowskaim. Ignacego lukasiewicza. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza lejdy. Seria: Transpor. Systemy i srodki transportu samochodowego. wybrane zagadnienia. systems and means of motor transport. 2014. С. 297 -303.
8. Марков О.Д., Березняцький В.В. Забезпечення контролю за технічним станом автомобілів: регламенти виробника, попит споживачів, пропозиція автосервісу. *Управління проектами, системний аналіз і логістика*. 2016. Вип.18. С. 78-85.
9. Січко О.С., Волков О.Ф., Потьомкін Р.О. Оцінка ефективності централізації виробничих процесів ТР і ПР як системи масового обслуговування. *Вісник Національного транспортного університету: науково-техн. зб. Серія «Технічні науки»*. 2018. Вип. 34. С. 455-462.
10. Андрусенко С.І. Оцінка ефективності інвестицій в підприємства автомобільного транспорту: навч. посіб. . Київ : НТУ, 2018. 56с.
11. Сахно В. П., Свостін-Косяк Д.О. Форми організації моніторингу технічного стану транспортних засобів. *Вісник Національного транспортного університету: науково-техн. зб. Серія «Технічні науки»*. 2017. Вип. 37. С. 373-380.
12. Марков О.Д., Рудковський О.С., Лемешинський С.М. Проблеми управління підприємствами автосервісу. *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки* . 2015. № 2(223).
13. Погорелов М.Г., Ларін О.М., Субочев О.І. Оптимізація показників функціонування автосервісних підприємств з урахуванням факторів пріоритетності. *Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля* . 2011. № 6(120). С. 78 – 84.
14. Погорелов М.Г., Субочев О.І., Мастепан С.М. Моделювання виробничих процесів автосервісу із застосуванням узагальненого графу станів автомобілів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: науковий журнал*. 2017. № 8. С. 255 – 262.
15. Субочев О.І., Погорелов М. Г., Вовчанський С.В. Підвищення ефективності сервісних підприємств за рахунок спеціалізації, потужності і їх розміщення. *Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту: зб. наук. матеріалів міжн. наук.-практ. інтернет-конф. 14-15 листопада 2018 р. Кропивницький: ЦНТУ, 2018. С. 107 – 115.*
16. Формування процесу прогнозування попиту на автосервісні послуги послуг / М.Г. Погорелов та ін. *Вісник Севастопольського національного технічного університету: збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт*. 2012. №135. С. 240 – 243.
17. Efficiency of managing the production capacity of service enterprises, taking into account customer motivation / O. Subochev, O. Sichko, M. Pogorelov, I. Kovalenko, N. Havron. *ICCPT 2019: Current*

Problems of Transport: Proceedings of the 1st International Scientific Conference May 28-29, Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine, 2019. P. 238 – 250.

Referencis

1. Volkov, V.P., Volkova, T.V., Volkov, Y.V. & Gricuk, I.V. (2019). Suchasnij stan avtomobil'nogo transportu i perspektivi rozvitku tekhnichnoi ekspluatatsii avtomobiliv [Nowadays, the mill of automobile transport and prospect of development of technical operation of automobiles]. *Tekhnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv: Naukovij zhurnal, Vol. 16*, 77 – 87 [in Ukrainian].
2. Andrusenko, S.I. & Bugajchuk, O.S. (2016). Organizaciya tekhnichnoi ekspluatatsii avtomobiliv v Ukraïni za suchasni umov [Organization of technical operation of cars in Ukraine for ordinary minds] *Visnik NTU: Seriya «Tekhnichni nauki». Naukovo-tekhnicnij zbirnik. Vol. 1 (34)*, 12-20 [in Ukrainian].
3. Markov, O.D. & Veretel'nikova, N.V. (2015). *Obslugovuvannya klientiv avtoservisu. [Servicing a car repair service]*. Kyiv : Vidavnistvo Karavela [in Ukrainian].
4. Ludchenko, O.A. & Ludchenko, Y.O. (2014). *Tekhnichna ekspluatatsiya i obslugovuvannya avtomobiliv. Organizaciya, planuvannya i upravlinnya [Technical exploitation and servicing of automobiles. Organization, Planning and Management]*. (2 ed.). Kyiv: Logos [in Ukrainian].
5. Ludchenko, O.A., Ludchenko, Y.O. & CHerednik, V.V. (2012). *Upravlinnya yakisty tekhnichnogo obslugovuvannya avtomobiliv. [Management of technical service of automobile servants]*. Kyiv: Un-t "Ukraïna" [in Ukrainian].
6. Andrusenko, S.I. & Bugajchuk, O. S. (2014). *Modelyuvannya biznes-procesiv pidpriemstva avtoservisu. [Model of business processes for car service]*. Kyiv: Kafedra [in Ukrainian].
7. Volkov, Y.V. (2014). Sovershenstvovanie sistemy obespechenie rabotosposobnosti avtomobilej. [Improving the system of ensuring the performance of cars]. *Politechnikarzeszowskaim. Ignacego lukasiewicza. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza lejdy. Seria: Transpor. Systemy i srodki transportu samochodowego. wybrane zagadnienia. systems and means of motor transport*, 297 -303. [in Ukrainian].
8. Markov, O.D. & Bereznyac'kij, V.V. (2016). Zabezpechennya kontrolyu za tekhnichnim stanom avtomobiliv: reglamenti virobnika, popit spozhivachiv, propoziciya avtoservisu. [Security monitoring of the technical camp of automobiles: regulations of the trolley, drink well, offer a car service]. *Upravlinnia proektamy, systemnyj analiz i lohistyka – Project Management, Systems Analysis and Logistics*, 18, 78-85 [in Ukrainian].
9. Sichko, O.C., Volkov, O.F. & Pot'omkin, R.O. (2018). Ocinka efektyvnosti centralizatsii virobnichih procesiv TR i PR yak sistemi masovogo obslugovuvannya. [Evaluation of the effectiveness of the centralization of the legal processes of TR and PR as a system of mass servicing] *Visnik Nacional'nogo transportnogo universitetu. Seriya «Tekhnichni nauki» Naukovo-tekhnicnij zbirnik, Vol. 34*, 455-462.
10. Andrusenko, S.I. (2018). *Ocinka efektyvnosti investicij v pidpriemstva avtomobil'nogo transportu. [Assessment of the effectiveness of investment in the automotive industry]*. Kyiv: NTU [in Ukrainian].
11. Sahno, V. P. & Svostin-Kosyak, D.O. (2017). Formi organizatsii monitoringu tekhnichnogo stanu transportnih zasobiv. [Form the organization of monitoring the technical camp of transport concerns]. *Visnik Nacional'nogo transportnogo universitetu. Seriya «Tekhnichni nauki». Naukovo-tekhnicnij zbirnik. Vol. 37*, 373-380. [in Ukrainian].
12. Markov, O.D. & Rudkovs'kij, S.M. (2015). Problemi upravlinnya pidpriemstvami avtoservisu. [Problems of car service management]. *Lemeshins'kij Visnik Hmel'nic'kogo nacional'nogo universitetu.: Tekhnichni nauki. Vol. 2(223)*. [in Ukrainian].
13. Pogorelov, M.G., Larin, O.M. & Subochev, O.I. (2011). Optimizaciya pokaznikov funkcionuvannya avtoservisnih pidpriemstv z urahuvannyam faktoriv prioritetnosti. [Optimization of the indicator of the functions of the car service centers with the factors of priority factors]. *Visnik skhidnoukraïns'kogo nacional'nogo universitetu imeni Volodimira Dalya ,Vol. 6(120)*, 78 – 84. [in Ukrainian].
14. Pogorelov, M.G., Subochev, O.I. & Mastepan, S.M. (2017). Modelyuvannya virobnichih procesiv avtoservisu iz zastosuvannyam uzagal'nenogo grafu staniv avtomobiliv. [The model of viral processing processes for car service iz of the zagosuvanny graph of the station st_v avtomiliv]. *Naukovij zhurnal «Tekhnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv», Vol. 8*, 255 – 262 [in Ukrainian].
15. Subochev, O. I. Pogorelov, M. G. & Vovchans'kij, S.V. (2018). Pidvishchennya efektyvnosti servisnih pidpriemstv za rahunok specializatsii, potuzhnosti i ih rozmishchennya. [Realization of the efficiency of servicing for the grocery stores; specialization, need for special care]. *Zbirnik naukovih materialiv mizhnarodnoi naukovo-praktichnoi internet-konferencii «Innovacijni tekhnologii rozvitku ta efektyvnosti*

funkcionuvannya avtomobil'nogo transportu» (14-15 listopada 2018 r.). CNTU. – Kropivnic'kij, 107 – 115 [in Ukrainian].

16. Pogorelov, M.G., Mastepan, S.M., Subochev, O.I., Subocheva, V.O. & Gulyaev, M.M. (2012). Formuvannya procesu prognozuvannya popitu na avtoservisni poslugi poslug. [Form the process of forecasting I will eat at the car service]. *Visnik Sevastopol's'kogo nacional'nogo tekhnichnogo universitetu / Zbirnik naukovih prac'. Seriya: Mashinopriladobuduvannya ta transport, Vol. 135, 240 – 243* [in Ukrainian].
17. Subochev, O., Sichko, O., Pogorelov, M., Kovalenko, I. & Havron, N. (2019). Efficiency of managing the production capacity of service enterprises, taking into account customer motivation. *ICCPT 2019: Current Problems of Transport: Proceedings of the 1st International Scientific Conference May 28-29, Ternopil Ivan Puluj National Technical University. Ternopil, Ukraine, 238 – 250* [in English].

Olexander Subochev, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Yuliya Poloz**, eng., **Volodymyr Malyshchuk**, stud.
Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine

Olexander Sichko, Assoc. Prof., PhD tech. sci.
National Transport University, Kyiv, Ukraine

Modeling of Production of Service Companies of Trucks

The object of the study was chosen the production processes of service enterprises, characterized by a large number of small owners and the belonging of trucks to various forms of ownership and the adaptation of the production and technical base existing in modern car models. It is proposed to consider the production of car service companies as an open, multi-channel queuing system in which random processes occur due to the aggregate action of random variables. As a result of the experimental study, information was obtained on the indicators characterizing the functioning of maintenance and repair, as well as affecting the change in the parameters of maintenance and repair.

The mathematical model of processes of maintenance and repair of cars is developed that gives the opportunity to take into account the specifics of management of specialization of posts of maintenance and repair. The program of modeling of production processes of car service enterprises with the help of database management system has been developed. The programmed complex is composed of modeling the operation of cars on the line, modeling of maintenance, maintenance and determining the downtime for organizational reasons.

Random changes in the factors affecting the parameters studied determined the choice of the research method, namely the main provisions of the sampling method of research and the assessment of the accuracy of the results obtained. The collection and initial evaluation of the source information was performed according to the following scheme: during the logical analysis, the most informative initial data on the operation of the TO and P system from the general information flow were identified; this information has been carefully analyzed and divided into groups belonging to different sides of the studied system; selected features that affect the information; defined areas of use of input information. The program of modeling of production processes of auto-service enterprises allows to investigate the influence of the following factors on the performance of the system of TO and P: the application of dynamic priorities in the management of the queue on TO and P; the level of mechanization and specialization of production, the degree of security of the working capital and the use of technological equipment, the productivity of the work of repair and maintenance personnel.

service companies, mathematical model of car maintenance and repair processes, input flow characteristics

Одержано (Received) 29.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 05.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

Д.М. Трикін, бакалавр, С.М. Мороз, доц., канд. техн. наук, К.В. Васильковська, доц., канд. техн. наук, С.О. Карпушин, доц., канд. техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: serhii_moroz@ukr.net

Використання сучасних систем САПР при проектуванні сільськогосподарських машин

В статті розглянуто використання сучасних методів конструювання сільськогосподарських машин з використанням сучасного програмного забезпечення систем САПР, зокрема CAD SolidWorks, на прикладі моделі лапи ґрунторозпушувача. Програма дозволяє не тільки визначити небезпечні зони моделі, а й оптимізувати конструкцію.

SolidWorks Simulation, 3D–модель, менеджер властивостей, матеріал, сітка поверхні

Д.М. Трыкин, бакалавр, С.Н. Мороз, доц., канд. техн. наук, К.В. Васильковская, доц., канд. техн. наук, С.А. Карпушин, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

Использование современных систем САПР при проектировании сельскохозяйственных машин

В статье рассмотрено использование современных методов конструирования сельскохозяйственных машин с использованием современного программного обеспечения систем САПР, в том числе CAD SolidWorks на примере разработки конструкции лапы почворыхлителя. Программа позволяет не только определить опасные зоны модели, но и оптимизировать конструкцию.

SolidWorks Simulation, 3D–модель, менеджер свойств, материал, сетка поверхности

Постановка проблеми. Виробники сільськогосподарської техніки як в цілому світі, так і в Україні, працюють в умовах жорсткої конкуренції. Нажаль якість нашої сільськогосподарської техніки на може конкурувати з якістю іноземних виробників, особливо з розробками лідерів цієї галузі.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Для більш швидкого створення нових зразків машин виробники використовують сучасні системи САПР, що дозволяють у короткі терміни створювати не тільки креслення, але і 3D моделі, які дозволяють отримати чітку уяву як про робочі органи, вузли та механізми, так про машину в цілому. Великий набір різноманітних інструментів побудови елементів і їх редагування, аналізу моделей і складань, створення складань дозволяють в досить короткі строки створювати не тільки креслення деталей, вузлів, механізмів та машини, але й створювати їх електронні каталоги та повний комплект специфікацій [1–2].

Відомо, що програми САПР діляться на три рівня. Так програми низького рівня дозволяють створювати як звичайні креслення деталей та складальних одиниць так і їх 3D аналоги. Програми середнього рівня, на відміну від попередніх, спочатку створюють 3D моделі, з яких дуже легко, після незначного редагування, можна отримати повноцінне креслення. Ці програми дозволяють проводити аналіз моделей деталей і складань шляхом імітації дії на них навантажень, отримати діаграми напружень, а також дозволяють провести удосконалення перших. Програми високого рівня дозволяють робити всі ті ж операції що й попередні програми, але на відміну від них забезпечують повний цикл життя моделей (PLM).

Програмний продукт SolidWorks компанії Dassault Systemes Corporation відноситься до програм САПР середнього рівня і займає друге місце у рейтингу [1–2].

У великому наборі інструментів цієї програми є також і **SolidWorks Simulation** [1–5].

SolidWorks Simulation – це система аналізу конструкцій, повністю інтегрована з **SolidWorks**. Програма **SolidWorks Simulation** забезпечує рішення по моделюванню для лінійного та нелінійного статичного аналізу, аналізу частоти, стійкості, температурного аналізу, втоми, випробувань на ударне навантаження, лінійного та нелінійного динамічного аналізу, а також аналізу оптимізації [3–4].

За підтримки швидких і точних вирішальних програм **SolidWorks Simulation** дозволяє інтуїтивно вирішувати більш масштабні завдання при проектуванні.

Програма **SolidWorks Simulation** скорочує час збуту завдяки економії часу і зусиль при пошуку оптимального рішення.

Постановка завдання. Виходячи із наведеного, метою даної роботи є розкриття можливостей програми при проектуванні сільськогосподарських машин на прикладі лапи ґрунторозпушувача.

Виклад основного матеріалу. Для створення проекту необхідно послідовно виконувати етапи проектування та силових розрахунків.

Для прикладу обираємо лапу ґрунторозпушувача [5–9].

Створюємо моделі деталей з яких складається загальна збірка, яку будемо перевіряти на міцність та жорсткість під дією зовнішніх зусиль.

Стійку моделюємо міцною, ергономічною і з мінімальним використанням матеріалу. Модель долота повинна бути з правильним кутом заточки, ефективна, витримувати прикладене навантаження і зносостійкою. Крила виконують функцію додаткового розпушення і сприймають невеликі навантаження, тому моделюємо їх форму таку яка має мінімальний опір ґрунту і використовуємо зносостійкий матеріал [5–9].

Для розрахунку чизельного робочого органу створюємо складання моделі з моделей його елементів (рис. 1).

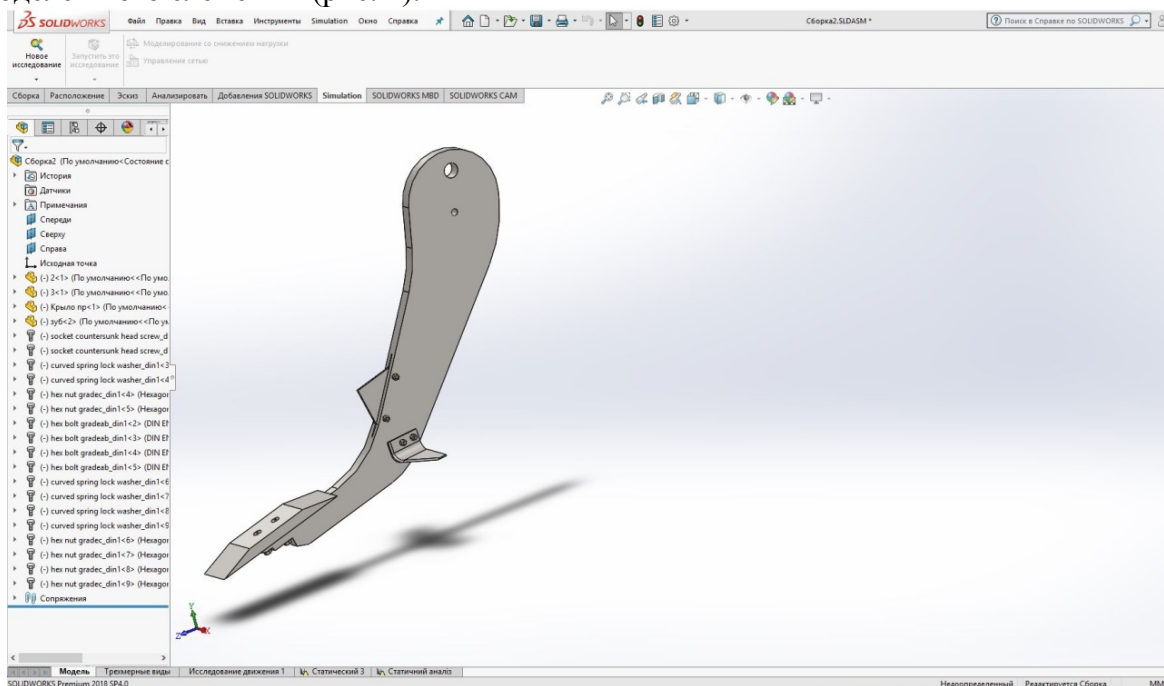


Рисунок 1 – Модель лапи чизеля

Джерело: розроблено автором

У на панелі інструментів активуємо панель інструментів **Simulation** шляхом натискання кнопки **SolidWorks Simulation** (рис. 2). В панелі **Simulation** вибираємо **Новое исследование** (рис. 3). У вікні **Менеджера властивостей** вибираємо **Статический** і натискаємо кнопку завершення дії ОК.

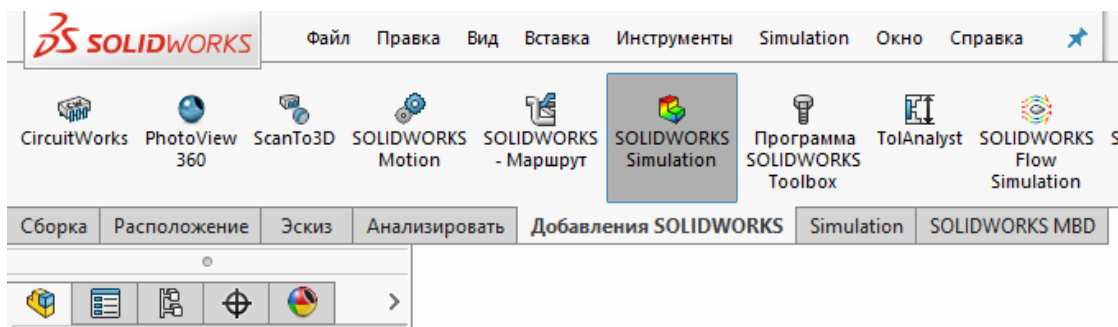
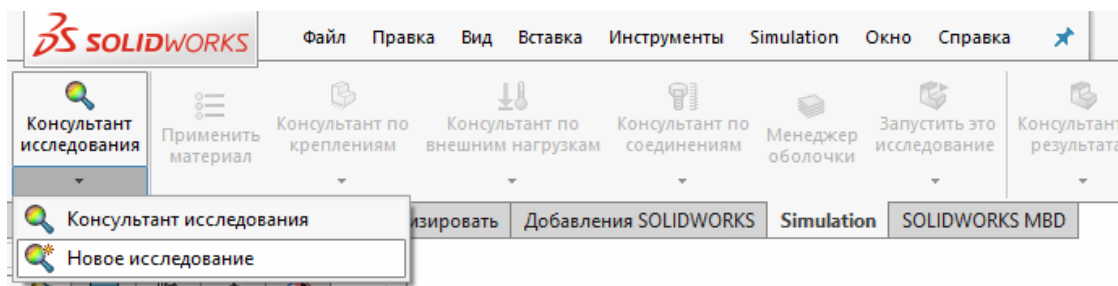
Рисунок 2 – Активація панелі інструментів **Simulation**

Рисунок 3 – Створення нового дослідження

Джерело: розроблено автором

У вкладці **Применить материал** вибираємо матеріали для кожної деталі, оскільки вони не були вказані при моделюванні. Матеріали можна вибрати відповідно до стандартів які запропонує програма. Крім цього є можливість вказати свій матеріал, вказавши його унікальні властивості.

Фіксуємо збірку так як би вона перебувала в загальній рамі агрегату. Використовуємо інструмент **Консультант по креплениям**. Далі обираємо **Зафиксированная геометрия** і вказуємо на отвори зверху стійки завдяки яким фіксується стійка в рамі.

В інструменті **Консультант по внешним нагрузкам** обираємо **Давление** і вказуємо величину сили і її напрямок. Робочий орган працює на глибині до 60 см. На такій глибині опір ґрунту робочому органу більше ніж на поверхневих шарах [10–14]. Максимальне навантаження сприймає початок долота, а мінімальне – крила. У менеджері властивостей **Тип** вибираємо **Грани для давления** і вказуємо їх.

Прикладаємо до моделі сили, які були визначенні при проведенні експериментів в польових умовах [10–14]. У вікні менеджера властивостей **Значение давления** вказуємо величину і напрямок сил окремо на кожну поверхню. Стійка на різній глибині сприймає різне навантаження. Поділяємо торцеву поверхню в менеджері властивостей **Разделить Тип разъёма Создать эскиз** і створюємо потрібні ділянки поверхні.

В інструменті **Консультант по соединениям Набор контактов Тип Нет проникновения** вибираємо межі поверхонь деталей, які мають контакти.

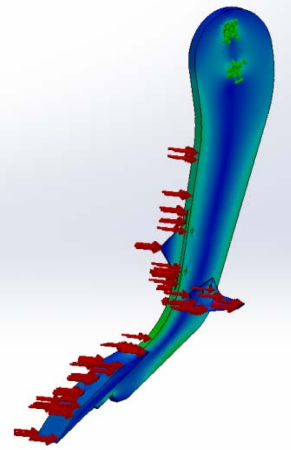
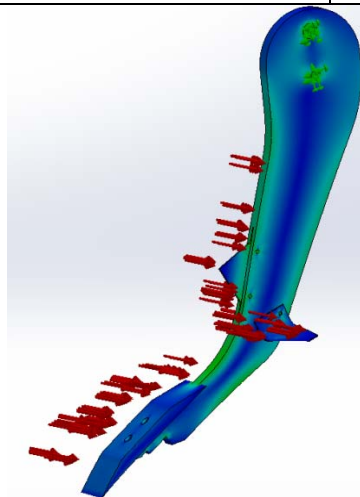
В інструменті **Запустить это исследование** вибираємо **Создание сетки**. Сітка необхідна для розбиття поверхні робочого органу на маленькі ділянки докладання

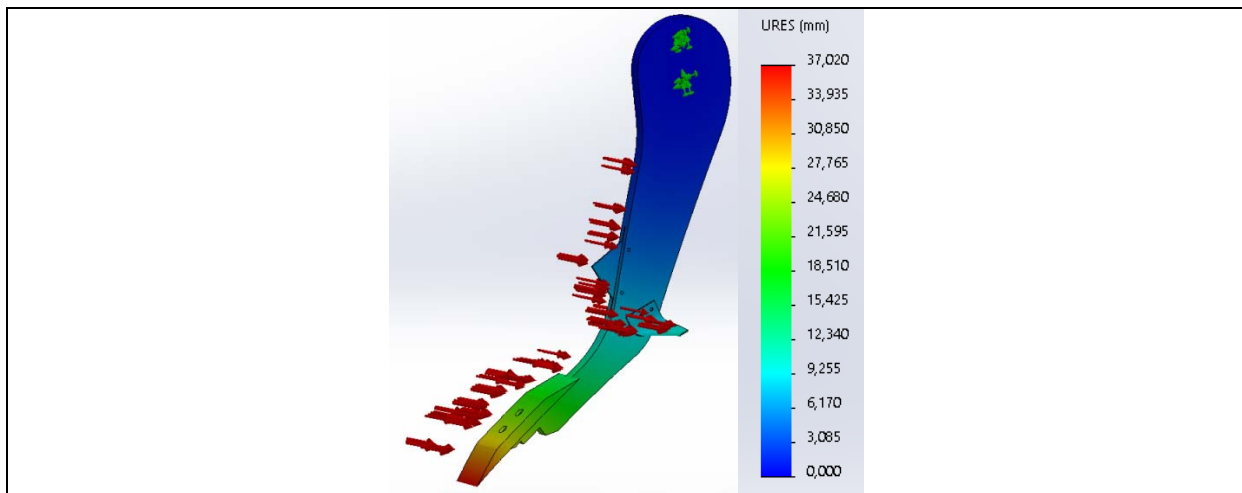
зусиль. Щільність сітки вибираємо бігунком **Высокое** для отримання більш детальних результатів силового розрахунку.

В інструменті **Запустить это исследование** запускаємо дослідження.

Отримані результати розрахунків силових навантажень проведених програмою для моделі чизельної лапи із вказаними величинами сил і їх напрямками зберігаємо як **Статический анализ** в кореневій теці складання (табл. 1). Після чого можна відкрити і редагувати властивості моделі та параметри навантаження в **Дерево построения**.

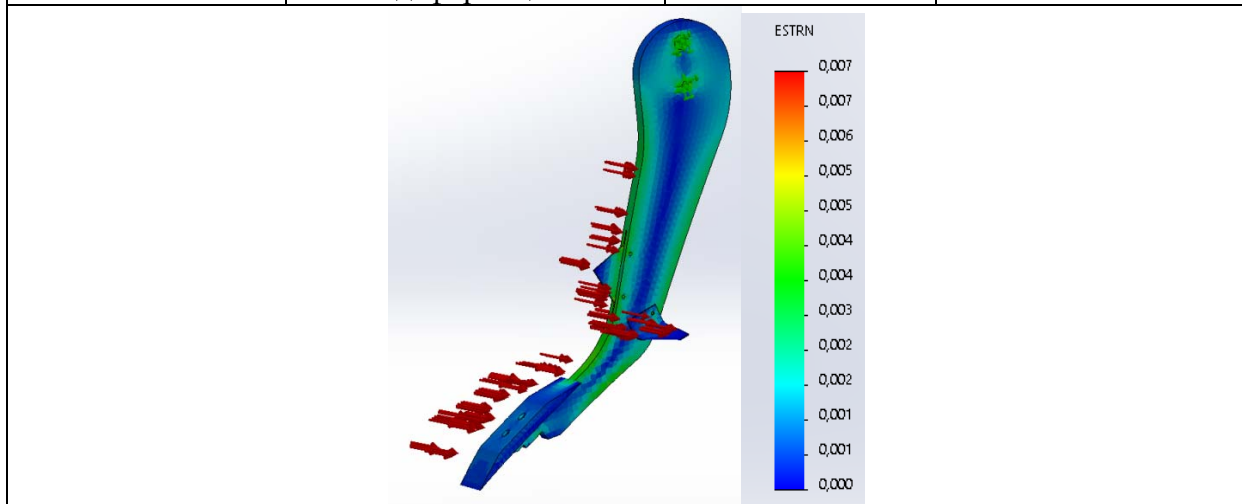
Таблица 1 – Результаты расчетов на прочность

		Имя: Тип модели: Критерий прочности по умолчанию: Предел текучести: Предел прочности при растяжении: Модуль упругости: Коэффициент Пуассона: Массовая плотность: Модуль сдвига: Коэффициент теплового расширения:		1.0601 (C60) Линейный, Упругий, Изотропный Максимальное напряжение von Mises 6.6e+08 N/m² 8.5e+08 N/m² 2.1e+11 N/m² 0.28 7800 kg/m³ 7.9e+10 N/m² 1.1e-05 /Kelvin			
Назва		Тип		Мінімальне		Максимальне	
Напряження		VON: Напряження Von Mises		3,230 N/mm ² (MPa)		5 338,425 N/mm ² (MPa)	
							von Mises (N/mm^2 (MPa)) 2 272 2 083 1 894 1 704 1 515 1 326 1 137 948 758 569 380 191 1
Назва		Тип		Мінімальне		Максимальне	
Переміщення		URES: Результирующее переміщення		0,000 mm		38,609 mm	



Закінчення табл. 1

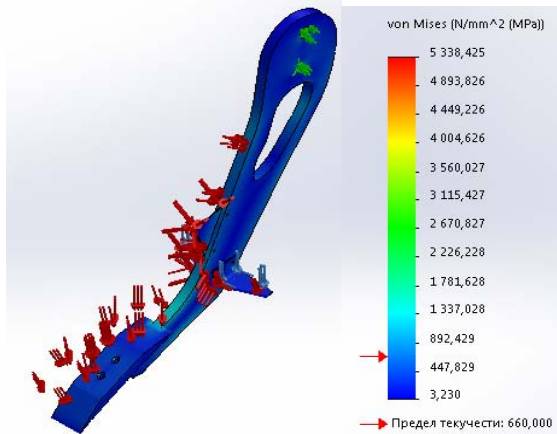
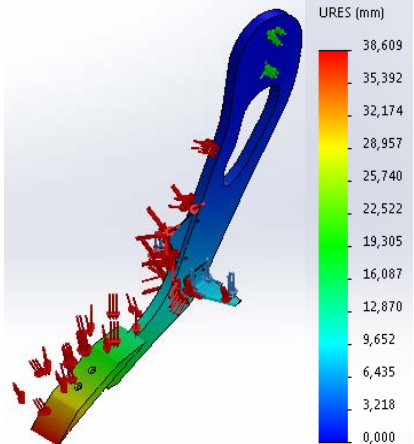
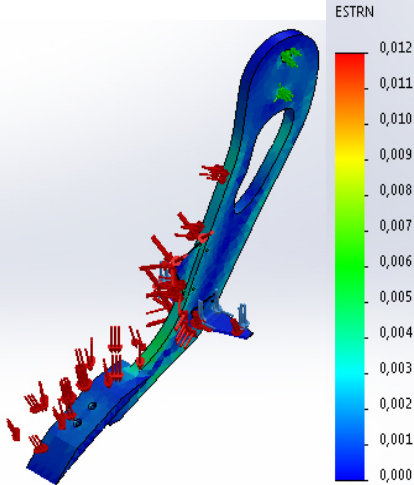
Назва	Тип	Мінімальне	Максимальне
Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	0,000	0,012



Аналіз розрахунків, проведених програмою, показав області моделі, в яких під дією зовнішніх навантажень виникають найбільші внутрішні напруження. Також показані області, де дія зовнішніх сил відчутна слабо.

Таким чином, незначно змінивши розміри моделі можна отримати конструкцію лапи чизеля, яка не матиме областей з небезпечною концентрацією внутрішніх напружень та забезпечить її міцність та жорсткість.

Таблиця 2 – Результати розрахунків на міцність удосконаленої моделі

Назва	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: Напруження Von Mises	3,230 N/mm ² (MPa)	5 338,425 N/mm ² (MPa)
			
Назва	Тип	Мінімальне	Максимальне
Переміщення	URES: Результуюче переміщення	0,000 mm	38,609 mm
			
Назва	Тип	Мінімальне	Максимальне
Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	0,000	0,012
			

Джерело: розроблено автором

Висновки. Таким чином сучасні програми САПР – це потужний інструмент для інженерів–конструкторів, які дозволяють не тільки створювати 3D моделі складових частин виробів і їх самих, а також створювати креслення для виготовлення деталей та складання з них продукції, що буде поставлятися на ринок, а й скоротити час на проведення експериментальних досліджень та виробничих випробувань розробленої техніки. Інструменти моделювання навантажень дозволяють виявити слабкі місця в конструкції ще на етапі конструювання та провести необхідні зміни без виготовлення натурних зразків. Це в свою чергу дозволяє значно зекономити витрати на матеріали, що в свою чергу впливає на вартість випущеної продукції.

Список літератури

1. SolidWorks 2010. Расширенное моделирование деталей. Dassault Systemes SolidWorks Corporation, 2010. 333 с.
2. Основные элементы SolidWorks 2011. Dassault Systemes SolidWorks Corporation, 2011. 532 с.
3. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. Москва: ДМК Пресс, 2010. 464 с.
4. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. СПб.: БХВ–Петербург, 2012. 448 с.
5. Лещенко С.М. Інтенсифікація основного безполицевого обробітку ґрунту шляхом вдосконалення конструкції комбінованого чизеля. *Інноваційні технології в АПК: тези V Всеукраїнської науково–практичної конференції*. Луцьк: Ред.–вид. відділ ЛНТУ, 2015. С. 66–69.
6. Лещенко С.М., Сало В.М. Вдосконалення конструкції чизельної лапи комбінованого глибокорозпушувача. *Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки: матеріали X Міжнародної наук.–практ. конф.* Кіровоград: КНТУ, 2015. С. 123–126.
7. Лещенко С.М. Вдосконалення комбінованого чизельного глибокорозпушувача. *Сучасні наукові дослідження та розробки: теоретична цінність та практичні результати – 2016: матеріали міжнародної наук.–практ. конференції (Братислава, 15–18 березня 2016 року)*. Київ: ТОВ «НВП «Інтерсервіс», 2016. С. 76–77.
8. Сало В.М., Лещенко С.М., Пашинський В.А., Ярових Р.В. Аналіз процесів чизелювання ґрунтів з застосуванням різних комбінацій робочих органів. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2015. Вип. 45, Ч.1. С. 126–132.
9. Сало В.М., Лещенко С.М., Шевченко О.І. Нова конструкція чизельного глибокорозпушувача–удобрювача. *Сільськогосподарські машини: зб. наук.ст.* 2017. Вип. 36. С. 150–157.
10. Sergey Leschenko, Vasil Salo, Dmitry Petrenko. Experimental estimate of the efficiency of basic tilling by chisel equipment in the conditions of soil. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2014. Вип. 44 С. 237–243.
11. Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І. Експериментальна оцінка якості роботи комбінованого чизеля з додатковими горизонтальними та вертикальними деформаторами. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Механізація сільського господарства – Харків, 2015. – Вип. 156. – С. 25–34.*
12. Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І., Лісовий І.О. Вплив конструктивних параметрів чизельної лапи глибокорозпушувача на деформацію ґрунту. *Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти*. 2016. Вип. 4. С. 115–124.
13. Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І. Вплив конструктивно–технологічних параметрів комбінованого глибокорозпушувача на обробіток ґрунту. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2016. Вип. 46. С. 78–87.
14. Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І. Оцінка енергоємності глибокого обробітку ґрунту комбінованими чизельними глибокорозпушувачами. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоград. нац. техн. ун-ту.* 2018. Вип. 31. С. 10–20.

References

1. SolidWorks 2010. (2010). *Rasshirennoe modelirovanie detaley [Advanced Part Modeling]*. Dassault Systemes SolidWorks Corporation [in Russian].
2. Dassault Systemes SolidWorks Corporation. *Osnovnyie elementy SolidWorks 2011 [Main elements SolidWorks 2011]*. (2011). Dassault Systemes SolidWorks Corporation [in Russian].
3. Alyamovskiy, A.A. (2010). *Inzhenernyye raschety v SolidWorks Simulation [Engineering Calculations in SolidWorks Simulation]*. Moscow: DMK Press [in Russian].
4. Alyamovskiy, A.A. (2012). *SolidWorks Simulation. Kak reshat prakticheskie zadachi [SolidWorks Simulation. How to solve practical task]*. St. Petersburg: BKHV–Peterburg [in Russian].
5. Leshchenko, S.M. (2015). Intensyfikatsiia osnovnoho bezpolytsevoho obrobitku gruntu shliakhom vdoskonalennia konstruksii kombinovanoho chyzelia [Intensification of basic tillage tillage by improving the design of the combined chisel]. *Tezy V Vseukrainskoi naukovu–praktychnoi konferentsii «Innovatsiini tekhnologii v APK» – Abstracts of the 5th All-Ukrainian Scientific and Practical Conference "Innovative Technologies in APC"*. (pp. 66–69). Luts'k: LNTU [in Ukraine].
6. Leshchenko, S.M. & Salo, V.M. (2015). Vdoskonalennia konstruksii chyzelnoi lapy kombinovanoho hlybokorozpushuvacha [Improvement of the design of the chisel paw of the combined deep baking powder]. *Materialy X Mizhnarodnoi naukovu–praktychnoi konferentsii. Problemy konstruiuvannia, vyrobnytstva ta ekspluatatsii silskohospodarskoi tekhniki – Proceedings of the X International Scientific and Practical Conference. Problems of design, production and operation of agricultural machinery*. (pp.123–126). Kirovohrad: KNTU [in Ukraine].
7. Leshchenko, S.M. (2016). Vdoskonalennia kombinovanoho chyzelnoho hlybokorozpushuvacha [Improvement of the combined chisel deep baking powder]. *Suchasni naukovi doslidzhennia ta rozrobky: teoretychna tsinnist ta praktychni rezultaty – 2016: materialy mizhnarodnoi naukovu–praktychnoi konferentsii (Bratyslava, 15–18 bereznia 2016 roku) – Modern Research and Development: Theoretical Value and Practical Outcomes - 2016: Proceedings of an International Scientific and Practical Conference (Bratislava, March 15-18, 2016)*. (pp. 76–77). Kyiv: TOV «NVP «Interservis» [in Ukraine].
8. Salo, V.M., Leshchenko, S.M., Pashynskii, V.A. & Yarovykh, R.V. (2015). Analiz protsesiv chyzeliuvannia gruntiv z zastosuvanniam riznykh kombinatsii robochykh orhaniv [Analysis of soil chiseling processes using different combinations of working bodies]. *Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Peter Vasylenko – Design, production and operation of agricultural machines. National interagency scientific and technical digest*, 45, 1, 126–132. Kirovohrad [in Ukraine].
9. Salo, V.M., Leshchenko, S.M. & Shevchenko, O.I. (2017). Nova konstruksii chyzelnoho hlybokorozpushuvacha–udobriuvacha [New design of chisel deep-looser-fertilizer]. *Silskohospodarski mashyny – Agricultural machinery*, 36, 150–157. Luts'k: LNTU [in Ukraine].
10. Sergey Leschenko, Vasil Salo & Dmitry Petrenko. (2014). Experimental estimate of the efficiency of basic tilling by chisel equipment in the conditions of soil. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovu–tekhnichnyi zbirnyk – Design, production and operation of agricultural machines. National interagency scientific and technical digest*, 44, 237–243. Kirovohrad [in Ukraine].
11. Leshchenko, S.M., Salo, V.M. & Petrenko, D.I. (2015). Eksperymentalna otsinka yakosti roboty kombinovanoho chyzelya z dodatkovymy horyzontalnymy ta vertykalnymy deformatoramy [Experimental evaluation of the combined chisel quality with additional horizontal and vertical deformaters]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka – Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Peter Vasylenko*, 156, 25–34. Kharkiv [in Ukraine].
12. Leshchenko, S.M., Salo, V.M., Petrenko, D.I. & Lisovyy, I.O. (2016). Vplyv konstruktyvnykh parametriv chyzelnoi lapy glybokorozpushuvacha na deformatsiiu gruntu [Influence of the design parameters of the Chisel paw on the soil deformation]. *Visnyk Ukrainskoho viddilennia Mizhnarodnoi akademii ahrarnoi osvity – Bulletin of the Ukrainian Branch of the International Academy of Agrarian Education*, 4, 115–124. Kherson: OLDI–PLYUS [in Ukraine].
13. Leshchenko, S.M., Salo, V.M. & Petrenko, D.I. (2016). Vplyv konstruktyvno–tekhnolohichnykh parametriv kombinovanoho hlybokorozpushuvacha na obrobitok gruntu [Influence of structural and technological parameters of the combined deep-ripper on soil tillage]. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovu–tekhnichnyi*

zbirnyk – Design, production and operation of agricultural machines. National interagency scientific and technical digest, 46, 78–87. Kirovohrad: KNTU [in Ukraine].

14. Leshchenko, S.M., Salo, V.M. & Petrenko, D.I. (2018). Otsinka enerhoiymnosti hlybokoho obrobitku gruntu kombinovany my chyzelnymy hlybokorozpushuvachamy [Assessment of the energy intensity of deep tillage by combined chisel deep-tillers]. *Zbirnyk naukovykh prats Kirovohradskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia – Didest of scientific papers of Kirovograd National Technical University. Engineering in agricultural production, industrial engineering, automation, 31, 10–20. Kropyvnytskyi: KNTU [in Ukraine].*

Denys Trykin, bachelor, **Sergiy Moroz**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Kateryna Vasytkovska**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Seriy Karpushyn**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

The Use of Modern CAD Systems in the Design of Agricultural Machines

For faster creation of new models of machines, manufacturers use modern CAD systems that allow creating not only drawings but also 3D models in a short time. It allows you to get a clear idea of both working bodies, units and mechanisms, and the machine as a whole. A large set of various tools for building elements and editing, analyzing models and assemblies, creating assemblies allow you to create not only drawings of parts, units, mechanisms and machines in a short time, but also to create their electronic catalogues and a complete set of specifications. These programs include SolidWorks. SolidWorks Simulation is a structural analysis tool that provides modelling solutions for linear and nonlinear static analysis, frequency analysis, stability, temperature analysis, fatigue, impact tests, linear and nonlinear dynamic analysis, and also optimization analysis.

For example, select the paw of the soil ripper. We create a general model assembly that will be tested for strength and rigidity by external forces. In the toolbar, activate the Simulation toolbar, in which we select New Research. In the Property Manager window, select Static, and in the Apply Material tab, select the materials for each detail. We secure the assembly with the Fixing Advisor tool and point to the holes that secure the frame in the frame. In the External Load Consultant tool, select Pressure and specify the amount of force and its direction. In the Type property manager, we select Pressure Ranges and specify them. In the property manager window, The value of pressure indicates the magnitude and direction of forces separately on each surface. Divide the end surface and create the desired areas of the surface. We specify the boundaries of the surfaces of the parts that have contacts. Adjust the density of the grid to obtain more detailed results of the power calculation. We launch research. We get the results of calculations of power loads. The analysis of the calculations made by the program showed the areas of the model where the greatest internal stresses occur under the influence of external loads. Also shown are areas where the external forces are weak. We resize the model to obtain a structure that will not have areas with a dangerous concentration of internal stresses and provide its strength and rigidity. Thus, modern CAD software is a powerful tool for design engineers, who not only create 3D models of parts and their own, but also create drawings for manufacturing parts and assembling products that will be marketed, but also cut time for experimental research and production testing of the developed equipment. Load simulation tools allow us to identify weaknesses in the construction at the design stage and make the necessary changes without making bulk samples. This, in turn, significantly saves the cost of materials, which in turn affects the cost of products.

SolidWorks Simulation, 3D–model, property manager, material, surface mesh

Одержано (Received) 21.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 04.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 631.1

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.242-248>

В.О. Шейченко, д-р техн. наук, ст. наук. співр., **І.А. Дудніков**, доц., канд. техн. наук
Полтавська державна аграрна академія, Полтава, Україна
e-mail: vsheychenko@ukr.net.

В.В. Шевчук, канд. техн. наук, ст. наук. співр., **М.В. Шевчук**, асп.
Уманський національний університет садівництва, Умань, Україна
e-mail: shevchuk16111@ukr.net., shevchuk_m2011@ukr.net.

Зерно кукурудзи – фактор зменшення енергетичної залежності України

Встановлено економічну доцільність використання зерна кукурудзи в якості енергетичного матеріалу для виробництва теплової енергії за умов, коли вартість двох тонн зерна кукурудзи не перевищує вартості 1000 м³ природного газу. Для бюджетних організацій та промислового споживача економічно доцільно використовувати для потреб отримання теплової енергії зерно кукурудзи замість природного газу. Відмічено, що для відмічених категорій споживачів у 2014 року вартість теплової енергії, виробленої із газу в 1,91 рази перевищувала показники енергії, отриманої із зерна кукурудзи, у 2015 р. – у 1,32 рази, у 2016р – 1,08 рази, у 2017р. – 1,17 рази, у 2018 р. – 1,19 рази відповідно.

Відмічено, що для населення та підприємств Теплокомуненерго, що виробляють теплову енергію для потреб населення, за умов цін на природний газ у 2016-2018рр. економічно не доцільно використовувати зерно кукурудзи для отримання теплової енергії.

природний газ, зерно кукурудзи, спалювання зерна, питома теплота згорання, тепла енергія

В.А. Шейченко, д-р техн. наук, ст. наук. сотр., **І.А. Дудников**, доц., канд. техн. наук
Полтавская государственная аграрная академия, Полтава, Украина

В.В. Шевчук, канд. техн. наук, ст. наук. сотр., **М.В. Шевчук**, аспирант
Уманский национальный университет садоводства, Умань, Украина

Зерно кукурузы - фактор уменьшения энергетической зависимости Украины

Установлено экономическую целесообразность использования зерна кукурузы в качестве энергетического материала для производства тепловой энергии в условиях, когда стоимость двух тонн зерна кукурузы не превышает стоимости 1000 м³ природного газа. Для бюджетных организаций и промышленного потребителя экономически целесообразно использовать для нужд получения тепловой энергии зерно кукурузы вместо природного газа. Отмечено, что для отмеченных категорий потребителей в 2014 году стоимость тепловой энергии, произведенной из газа в 1,91 раза превышала показатели стоимости энергии, полученной из зерна кукурузы, в 2015 - в 1,32 раза, в 2016 - 1,08 раза, в 2017. - 1,17 раза, в 2018 - 1,19 раза соответственно.

Отмечено, что для населения и предприятий Теплокоммунэнерго, которые производят тепловую энергию для нужд населения, в условиях цен на природный газ 2016-2018г. экономически не целесообразно использовать зерно кукурузы для получения тепловой энергии.

природный газ, зерно кукурузы, сжигание зерна, удельная теплота сгорания, тепловая энергия

Постановка проблеми. За останні роки навколо питань формування тарифів на природний газ ведуться суспільно зацікавлені дискусії. Багато експертів відмічає економічну не привабливість тарифів, що стримує розвиток економіки і унеможлиблює конкурентоспроможність вітчизняного товаровиробника.

Забезпечення в таких умовах енергетичної незалежності України є важливим фактором соціально-політичної та економічної стабільності розвитку народного господарства, створення належних умов для її населення. Залежність від постачання природного газу та його висока вартість набули загрозливих масштабів як для промисловості, так і для держави в цілому. За таких умов вартість імпортного природного газу та принципи формування його ціни, політико-економічні перекося та виклики пов'язані з її формуванням, є деструктивними чинниками для економіки України, суттєво дестабілізують внутрішню ситуацію і актуалізують проблему енергетичної безпеки. Саме тому пошук альтернативних джерел енергії та нетрадиційних варіантів вирішення проблеми енергетичної незалежності набуває особливої ваги.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На превеликий жаль Україна до цього випробування підійшла не зовсім підготовленою, не зважаючи на певні кроки, започатковані ще Законом України “Про енергозбереження” від 01.07. 1994 року та прийнятими у різні періоди Законами та нормативними документами. Варто відмітити, що у вирішенні проблеми зменшення обсягів використання природного газу здійснено значний обсяг робіт. Є певні позитивні досягнення і в сегменті теплозабезпечення. Відомий досвід Національного наукового центру “ Інститут механізації та електрифікації сільського господарства ” (ННЦ “ІМЕСГ”), який із 2011 року опалює свої будівлі не зерновою частиною урожаю (соломою), а дослідне господарство інституту “Оленівське” успішно модернізувало зерносушарку, яка теж працює на соломі. Найвища ефективність досягається за умов спалювання не зернової частини ріпаку, сої тощо. Впровадження зазначених технічних рішень дозволило інституту щорічно економити більше ніж півтора млн.грн, а дослідному господарству – понад 250 тис. грн. Аналогічний позитивний досвід накопичено і в інших інститутах мережі Національної академії аграрних наук України та закладах вищої освіти. Проте в умовах значного скорочення тваринницької галузі постало гостро питання внесення органічних добрив, обсяги яких протягом двох останніх десятиліть скоротились в десять разів. За таких умов актуальним стало використання соломи для удобрення ґрунту. Вивчаючи це протиріччя представники аграрної науки прийшли до компромісного рішення, а саме: тільки до 20% урожаю не зернової його частини можна використовувати для вирішення задач не сільськогосподарського характеру, в тому числі і для опалення будівель. Решту соломи доцільно використовувати для удобрення ґрунту, виконавши для цього всі необхідні технологічні операції [1-2].

На особливу увагу заслуговує заміщення природного газу біогазом, виробленого як з використанням гною, так і продукції рослинництва [3-5]. Перспективним також є виробництво деяких видів синтез газу і переведення систем опалення на тверді види палива рослинного походження [6, 7]. В найближчі роки планується значно збільшити площі вирощування спеціальних енергетичних культур, серед них з часом знайдуть своє місце і генетично модифіковані [8 – 11].

Безумовно успіх буде досягнуто за умов забезпечення комплексності робіт та міжвідомчої їх координації. Впевнені, що наша держава здійснює вагомі і успішні кроки щодо досягнення енергетичної незалежності, проте для їх реалізації потрібен час, який на жаль вимірюється роками.

Постановка завдання. Дослідження здійснюються з метою економічного обґрунтування використання зерна кукурудзи в якості енергетичної сировини для виробництва теплової енергії різними категоріями споживачів (бюджетні організації,

промислові споживачі, населення та підприємств Теплокомуненерго, що виробляють теплову енергію для потреб населення) України.

Виклад основного матеріалу. На нашу думку, в умовах сучасних викликів доцільно розглянути можливість заміщення природного газу, який використовується на енергетичні потреби, на зерно кукурудзи. Такі проекти були започатковані фермерами США та Канаді ще на початку минулого століття. У важкі економічні часи вони спалювали зерно кукурудзи, таким чином вирішуючи питання тепло забезпечення власних будівель. У часи Великої Депресії, коли ціна на ринку кукурудза була дуже низькою і фермери не мали коштів, необхідних для придбання палива, цей спосіб набув ще більшого поширення. Зараз значна частина фермерів в аграрно- та промислово розвинутих державах світу успішно реалізує проекти отримання теплової енергії спалюванням зерна кукурудзи [1-2].

У нашій державі розрізняють декілька категорій споживачів природного газу. Серед них: бюджетні організації, населення, промислові споживачі та підприємств Теплокомуненерго, що виробляють теплову енергію для потреб населення. Кожна із відмічених груп характеризується власною ціною на природний газ, що змінюється на протязі календарного року. У наших дослідженнях використані дані ціни на газ НАК "Нафтогаз України", встановлені на кінець року, що досліджується. Ціну на газ прив'язано до курсу долара. Інформаційним джерелом визначення ціни на газ слугували таблиці "Динаміка цін на природний газ ресурсу НАК "Нафтогаз України"" для різних категорій споживачів.

Аналіз сільськогосподарського виробництва засвідчує стійку тенденцію збільшення площ посівів та обсягів виробництва кукурудзи на зерно, як у нашій державі, так і за кордоном. Якщо у 2000 році з площі 1,279 млн. га в Україні збирали 3,848 млн. т, 2005 р. з 1,66 млн. га – 7,167 млн. т, 2010р. з 4,372 млн. га – 11,953 млн. т, у 2013р. відповідно з 4,827 млн. га зібрали здавалося рекордний врожай 30,9 млн. т. У наступні роки ці показники тільки зростали досягнувши у 2018 році валового виробництва зерна 35,8 млн. т з площі 4,564 млн. га. Тобто за період із 2000 р. по 2018 рр. відбулося збільшення обсягів виробництва зерна кукурудзи у 9,3 рази. Експортні поставки цієї культури за 2013-2014 маркетинговий рік становили 20 млн. т (64% від вирощеного у 2013 році врожаю). У 2018 році було встановлено новий рекорд за обсягами експортних поставок кукурудзи – 21,4 млн т, що на 10% перевищує показники 2017 року і у 5,2 рази більше ніж у 2010 році. За прогнозами експертів такі тенденції будуть зберігатися.

За енергетичним еквівалентом весь валовий збір зерна кукурудзи урожаю 2018 р. в Україні оцінюється на рівні $601,44 \times 10^9$ МДж ($35,8 \times 10^9$ кг x 16,8 МДж/кг). Такому значенню за енергетичним еквівалентом зерна кукурудзи відповідає обсяг природного газу $17,95$ млрд.м³. За показником питомої теплоти згорання природний газ перевищує аналогічний показник зерна кукурудзи майже у 2 рази (у 1,995 раза). Питома теплота згорання природного газу становить $33,5$ МДж/м³, кукурудзи на зерно 16,8 МДж/кг. На підставі цього можна зробити висновок, що за умови, коли вартість двох тонн зерна кукурудзи не перевищує вартості 1000 м³ природного газу, економічно доцільно використовувати зерно кукурудзи в якості енергетичної сировини для виробництва теплової енергії. Тобто замість спалювання імпортного, із великим проблемами доставленого на нашу територію природного газу, використовувати зерно кукурудзи.

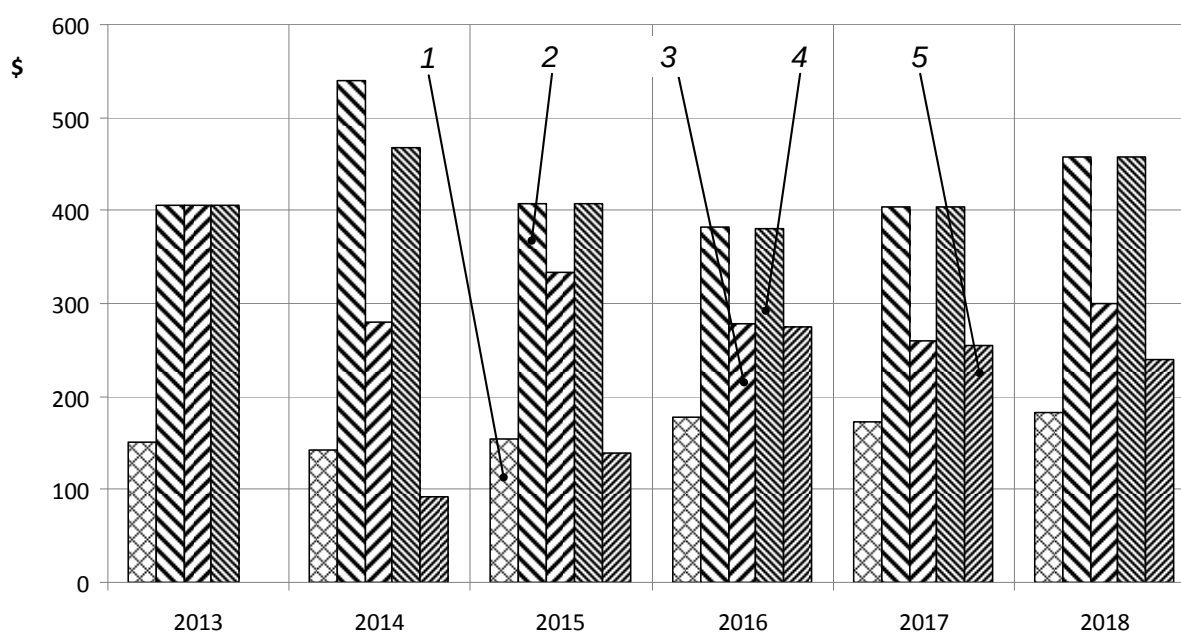
Проаналізуємо дану пропозицію стосовно різних категорій споживача у нашій державі. В подальших розрахунках будемо використовувати підхід, який базується на припущеннях відносно оцінки ефективності спалювання безпосередньо зерна

кукурудзи у порівнянні із варіантом продажу за ринковими цінами зерна кукурудзи обсягом 20 млн. т, купівлі за отримані кошти відповідних обсягів природного газу і його спалювання для отримання теплової енергії (табл. 1).

Таблиця 1 – Змінення обсягів виробництва і ціни зерна кукурудзи

Показники	Одиниці вимірювання	Значення показників за роками					
		2013	2014	2015	2016	2017	2018
Посівна площа	тис. га	4825	4691	4123	4252	4481	4564
Урожайність	ц/га	64	61,6	57,1	66,0	55,1	78,4
Валове виробництво зерна	тис. т	30900	28497	23328	28074	24669	35810
Ціна зерна на біржах України	грн./т	1210	1850	3300	4400	4600	5200
	дол./т	151,4	142,3	153,5	177,4	172,3	182,5
Курс (жовтень), грн/\$			13	21,5	24,8	26,7	28,5

Аналізуючи ціну на газ для бюджетних організацій і промислових споживачів відмітимо, що у 2013 році вона складала 405 дол. США за тисячу м³, у 2014 році 539,8 дол. США за тисячу м³, у 2018 р. – 458,21 дол. США за тисячу м³ (рис. 1).



1 - зерно кукурудзи, 2 - бюджетні організації, 3 - промислові споживачі, 4 - населення, 5 - підприємств Теплокомуненерго, що виробляють теплову енергію для потреб населення

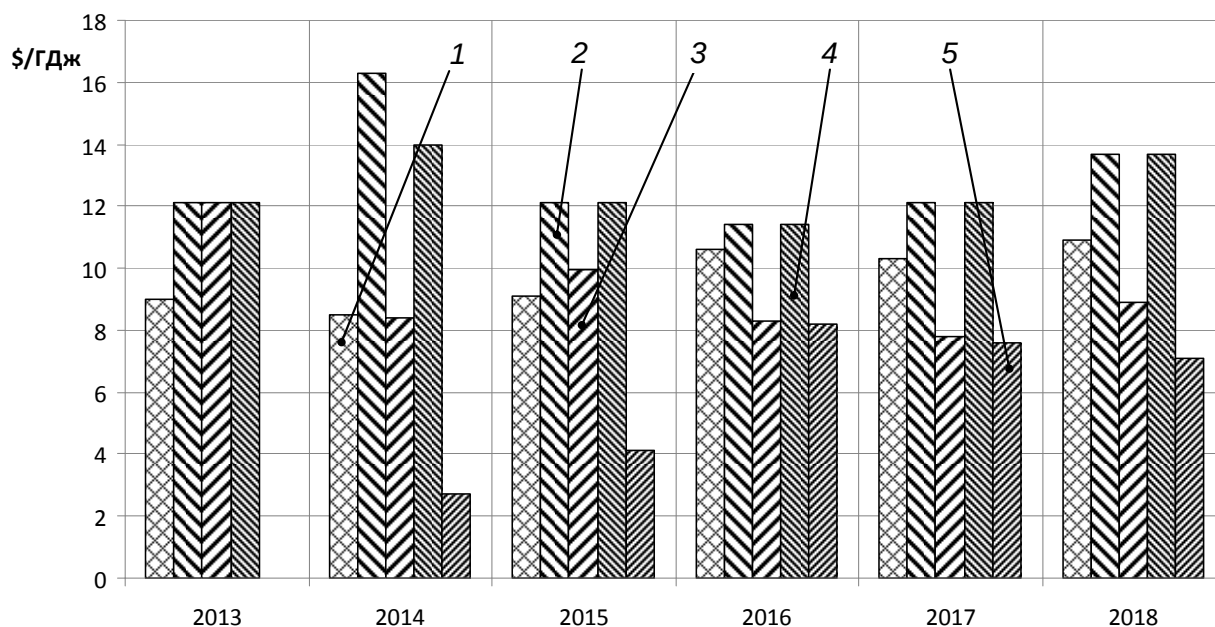
Рисунок 1 – Діаграма змінення вартості зерна кукурудзи (\$/т) і природного газу (\$/м³) для різних категорій споживачів України

Джерело: розроблено авторами

Для бюджетних організацій та промислового споживача встановлено, що за умов цін 2014 року вартість теплової енергії, виробленої із зерна кукурудзи складала 8,5 \$/ГДж, із газу – 16,3 \$/ГДж (1,91 рази більше), у 2015 р. із зерна кукурудзи складала 9,1 \$/ГДж, із газу – 12,1 \$/ГДж (1,32 рази більше), у 2016р. із зерна

кукурудзи складала 10,6 \$/ГДж, із газу – 11,4 \$/ГДж (1,08 рази більше), у 2017р. із зерна кукурудзи складала 10,3 \$/ГДж, із газу – 12,1 \$/ГДж (1,17 рази більше), у 2018 р. вартість теплової енергії, виробленої із зерна кукурудзи складала 10,9 \$/ГДж, із газу – 13,7 \$/ГДж (1,19 рази більше). За весь період, що проаналізовано, економічно доцільно використовувати для потреб отримання теплової енергії зерно кукурудзи замість газу (рис. 2).

Встановлено, що за умов цін 2014 року для населення вартість теплової енергії, виробленої із зерна кукурудзи складала 8,5 \$/ГДж, із газу – 8,4 \$/ГДж, у 2015 р. із зерна кукурудзи складала 9,1 \$/ГДж, із газу – 9,96 \$/ГДж, у 2016р. із зерна кукурудзи складала 10,6 \$/ГДж, із газу – 8,3 \$/ГДж, у 2017р. із зерна кукурудзи складала 10,3 \$/ГДж, із газу – 7,8 \$/ГДж, у 2018 р. вартість теплової енергії, виробленої із зерна кукурудзи складала 10,9 \$/ГДж, із газу – 8,9 \$/ГДж (рис.2). Встановлено, що для цієї категорії споживача економічно доцільно використовувати зерно кукурудзи для отримання теплової енергії тільки в умовах цін 2015 року. В інші періоди такі дії економічно не доцільні.



1 - зерно кукурудзи, 2 - бюджетні організації, 3 - промислові споживачі, 4 - населення, 5 - підприємств
Теплокомуненерго, що виробляють теплову енергію для потреб населення

Рисунок 2 – Діаграма змінності вартості теплової енергії виробленої із зерна кукурудзи та природного газу для різних категорій споживачів, \$/ГДж

Джерело: розроблено авторами

Для підприємств "Теплокомуненерго", що виробляють теплову енергію для потреб населення, встановлено, що за умов цін 2014 року вартість теплової енергії, виробленої із зерна кукурудзи складала 8,5 \$/ГДж, із газу – 2,73 \$/ГДж, у 2015 р. із зерна кукурудзи складала 9,1 \$/ГДж, із газу – 4,1 \$/ГДж, у 2016р. із зерна кукурудзи складала 10,6 \$/ГДж, із газу – 8,2 \$/ГДж, у 2017р. із зерна кукурудзи складала 10,3 \$/ГДж, із газу – 7,6 \$/ГДж, у 2018 р. вартість теплової енергії, виробленої із зерна кукурудзи складала 10,9 \$/ГДж, із газу – 7,1 \$/ГДж. Встановлено, що для цієї категорії споживача економічно не доцільно використовувати зерно кукурудзи для отримання теплової енергії (рис. 2).

Висновки.

1. Встановлено економічну доцільність використання зерна кукурудзи в якості енергетичного матеріалу для виробництва теплової енергії за умов, коли вартість двох тонн зерна кукурудзи не перевищує вартості 1000 м³ природного газу.

2. Встановлено, що для бюджетних організацій та промислового споживача економічно доцільно використовувати для потреб отримання теплової енергії зерно кукурудзи замість природного газу. Відмічено, що у 2014 року вартість теплової енергії, виробленої із газу в 1,91 рази перевищувала показники енергії, отриманої із зерна кукурудзи, у 2015 р. – у 1,32 рази, у 2016р – 1,08 рази, у 2017р. – 1,17 рази, у 2018 р. – 1,19 рази відповідно.

3. Встановлено, що для населення та підприємств Теплокомуненерго, що виробляють теплову енергію для потреб населення, за умов цін на природний газ у 2016-2018рр. економічно не доцільно використовувати зерно кукурудзи для отримання теплової енергії.

Список літератури

1. Адамчук В.В., Шейченко В.О. Кукурудзяна альтернатива. *Газета Урядовий кур'єр*. від 11 липня 2014р.
2. Адамчук В.В., Шейченко В.О. Фактор зменшення енергетичної залежності. *Журнал Аграрний тиждень*. серпень 2014р., №14, с.19-21.
3. Кукурудза. Вирощування, збирання, консервування і використання / під заг. ред. Д. Шпаара. Київ.: Альфа-стевія ЛТД. 2009. 396 с
4. Інтенсифікація технологій вирощування кукурудзи на зерно – гарантія стабілізації урожайності на рівні 90-100 ц/га (практичні рекомендації) / Черенков А.В. та ін. Дніпропетровськ: ДУ Інститут сільського господарства степової зони НААН України, 2012. 31 с.
5. Комплексна механізація виробництва зерна: Навчальний посібник / В.Д. Гречкосій, М.Д. Дмитришак, Р.В. Шатров та ін. Київ: ТОВ «Нілан-ЛТД», 2012. 288 с.
6. Технологія вирощування кукурудзи на зерно / В.М. Кабанець та ін. Сад: Інститут сільського господарства Північного Сходу, 2012. 20 с.
7. Методика узагальненої оцінки технічно-досяжного енергетичного потенціалу біомаси. Узгоджена Головою Державного агентства з енергоефективності та енергозбереження України, 2013. URL: http://www.journal.esco.co.ua/industry/2013_11/art225.pdf (дата звернення: 15.08.2019)
8. Біоенергетичні проекти: від ідеї до втілення: практичний посібник / під заг. ред. Тормосова Р.Ю. Київ: ТОВ «Поліграф плюс», 2015. 208 с.
9. Справочник потребителя биотоплива / под. ред. Виллу Вареса. Таллин: Таллинский технический университет, 2005. 183 с.
10. Гелетуха Г.Г., Железна Т.А. Перспективи використання відходів сільського господарства для виробництва енергії в Україні. Аналітична записка БАУ №7. Біоенергетична асоціація України, 2014. 33 с.
11. Sustainable Corn Stover Harvest for Biofuel Production / Mark Jeschke and Andy Heggenstaller URL: http://www.dupont.com/content/dam/assets/products-and-services/industrialbiotechnology/documents/IB-PDF_01_Pioneer_Crop_Insights.

References

1. Adamchuk, V.V. & Shejchenko, V.O. (2014). Kukurudziana al'ternatyva [The Corn Alternative]. *Hazeta Uriadovyy kur'ier – The Government Courier Newspaper*. (July 11, 2014) [in Ukraine].
2. Adamchuk, V.V. & Shejchenko, V.O. (2014). Faktor zmenshennia enerhetychnoi zalezhnosti. [Factor for reducing energy dependence]. *Zhurnal Ahrarnyj tyzhden'– Agrarian Week*. (August 2014, №14, p.19-21) [in Ukraine].
3. Shpaara, D. (Eds). (2009). *Kukurudza. Vyroschuvannia, zbyrannia, konservuvannia i vykorystannia. [Growing, harvesting, canning and use]*. Kyiv.: Al'fa-stevia LTD [in Ukraine].

4. Cherenkov, A.V., Tsykov, V.S., Dziubets'kyj, B.V., Shevchenko, M.S. et al. (2012). *Intensyfikatsiia tekhnologij vyroshchuvannia kukurudzy na zerno – harantiia stabilizatsii urozhajnosti na rivni 90-100 ts/ha (praktychni rekomendatsii) [Intensification of corn cultivation technologies for grain - guarantee of crop stabilization at 90-100 c / ha (practical recommendations)]*. Dnipropetrovs'k: DU Instytut sil's'koho hospodarstva stepovoi zony NAAN Ukrainy [in Ukraine].
5. Hrechkosij, V.D., Dmytryshak, M.D. & Shatrov, R.V. (2012). *Kompleksna mekhanizatsiia vyrobnytstva zerna [Complex mechanization of grain production]*. Kyiv: TOV «Nilan-LTD» [in Ukraine].
6. Kabanets', V.M., Sobko, M.H., Dubovyk I.I. et al. (2012). *Tekhnolohiia vyroshchuvannia kukurudzy na zerno [Technology of corn cultivation for grain]*. Sad: Instytut sil's'koho hospodarstva Pivnichnoho Skhodu [in Ukraine].
7. Methods of generalized estimation of technically achievable biomass energy potential. Agreed by the Head of the State Agency for Energy Efficiency and Energy Saving of Ukraine, 2013. Retrieved from http://www.journal.esco.co.ua/industry/2013_11/art225.pdf [in Ukraine].
8. Tormosova, R.Yu. (Eds.). (2015). *Bioenergy projects: from idea to implementation*. Kyiv: TOV «Polihraf plus» [in Ukraine].
9. Villu, Varesa (Eds.). (2005). *Biofuel Consumer Directory*. Tallinn: Tallin: Tallinskij tehničeskij universitet [in Russian].
10. Geletukha, G.G. & Zhelezna, T.A. (2014). Prospects for the use of agricultural waste for energy production in Ukraine. Analytical note BAU №7. Bioenergy Association of Ukraine, 2014. - 33 p. [in Ukraine].
11. Mark, Jeschke & Andy, Heggenstaller. Sustainable Corn Stover Harvest for Biofuel Production. www.dupont.com. Retrieved from http://www.dupont.com/content/dam/assets/products-and-services/industrialbiotechnology/documents/IB-PDF_01_Pioneer_Crop_Insights [in English].

Viktor Sheychenko, DSc., Senior Researcher, **Ihor Dudnikov**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.
Poltava State Agrarian Academy, Poltava, Ukraine.

Vitalii Shevchuk, PhD tech. sci., Senior Researcher, **Mykhailo Shevchuk**, post-graduate
Uman National University of Horticulture, Uman, Ukraine

Maize Grain - a Factor for Reduction of Ukraine's Energy Dependence

The article is devoted to solving the urgent problem of ensuring the energy independence of Ukraine through the use of renewable energy sources of vegetable origin. The conditions of economic feasibility of using corn grain as energy material for heat production by different categories of consumers - budget organizations, industrial enterprises, population and enterprises of Teplocomunenergo, which produce heat for the needs of the population of Ukraine, are considered and investigated.

Based on the analysis of the energy equivalent of corn and natural gas, it can be concluded that, provided that the cost of two tonnes of grain does not exceed the value of 1000 m³ of gas, it is economically feasible to use corn grain as energy raw material for heat production. Analyzing this proposal for different categories of consumers in Ukraine, we used an approach based on assumptions regarding the evaluation of corn grain combustion efficiency compared to the 20 million tonne corn grain market, the purchase of the corresponding natural gas combustion, and generation of thermal energy. Based on the calculations, the corn and natural gas cost changes diagrams are presented and the cost of heat produced from corn and natural gas for different categories of Ukrainian consumers. It has been found that it is economically feasible to meet the needs of budgetary organizations and industrial enterprises to obtain corn grain heat instead of gas. At the same time, it is economically expedient for the population to use corn grain for heat only in 2015 prices. In other periods, such actions are not economically feasible.

The economic feasibility of using corn grain as an energy material for thermal energy production has been established, provided that the cost of two tons of corn grain does not exceed the value of 1000 m³ of natural gas. It has been found that it is economically feasible for budget organizations and industrial consumers to use corn grain instead of natural gas for heat energy. It was noted that in 2014, the value of heat produced from gas was 1.91 times higher than the energy obtained from corn, in 2015 - 1.32 times, in 2016 - 1.08 times, in 2017. - 1.17 times, in 2018 - 1.19 times, respectively.

natural gas, corn grain, grain burning, specific heat of combustion, thermal energy

Одержано (Received) 08.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 04.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

Зміст

*Е.Б. Алієв*Розробка і калібрування блока вимірювання об'ємної маси потоку
насіннєвого матеріалу соняшнику3*Dmytro Artemenko, Volodymyr Onopa*Experimental researches of a precision seed drills coulter equipped
with a disk seedbed former10*М.В. Бакум, М.М. Крекот, М.М. Абдуєв*Виробничі випробування пневматичного сепаратора на попередньому очищенні
насіннєвих сумішей цибулі19*И.И. Бешиляз, Л.Г. Малай, В.Ф. Горобец*Опыт использования альтернативного топлива в автомобилях и его воздействие
на окружающую среду25*Д.В. Богатирьев, І.О. Скриннік, О.В. Юрченко*

Обґрунтування технологічних параметрів зернового сепаратора34

*В.М. Булгаков, З.В. Ружило, М.І. Черновол, М.О. Свірень*Теоретичне дослідження взаємодії бульби із спіраллю очисника картопляного
вороху43*К.В. Васильковська*Визначення раціональних параметрів пневмомеханічного висівного апарата
з периферійним розташуванням комірок та інерційним видаленням зайвого
насіння59*О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, С.М. Мороз, Д.І. Петренко*Експериментальні дослідження енергоємності роботи відцентрового
прямоточного сепаратора зерна67*А.А. Дикий, П.С. Воляк, Э.П. Банарь*Математическое моделирование энергетических и экономических параметров
двигателя 4DC-125/110 работающего на различных видах топлива на основании
тепловых расчетов75*В.О. Дубовик, Ю.А. Невдаха, І.Ф. Василенко, Д.В. Богатирьев*Підвищення точності вимірювання силових параметрів при діагностуванні
гальмівних систем автомобілів83*Д.А. Дубовик, О.А. Баран, С.С. Чепелевич, А.С. Шантыко, А.Н. Вырский,
Т.В. Бойко*Кинематический и силовой анализ клавишного соломотряса
зерноуборочного комбайна92

Ф.М. Ерхан, Н.И. Корнейчук

Влияние износа подшипниковых щитков на коэффициент мощности
электродвигателей переменного тока 105

Б. І.Котов, С. П.Степаненко

Дослідження руху часток зернового матеріалу у вертикальному каналі
пневмогравітаційного класифікатора.....116

О.М. Леженкін

Стратегічний напрямок отримання органічних добрив126

С.М. Лещенко, В.М. Сало, Д.І. Петренко, О.М. Васильковський

Вивчення конструктивно-технологічних параметрів робочих органів
комбінованих чизельних глибокорозпушувачів132

А.Ю. Лисих, В.Л. Будуров

Експериментальне дослідження залежності стійкості інструменту
від інтенсивності охолодження і режимів різання141

П.Г. Лузан, Р.В. Кісільов, О.Р. Лузан

Обґрунтування параметрів решета з щілинами непостійного розміру147

Л.Г. Малай, В.Ф. Горобець, А.Т. Попескул

Восстановление подшипниковых узлов скольжения полиамидоэпоксидными
композиционными материалами154

О.В. Нестеренко

Статистична оцінка якісних показників пневмосепарації при багаторівневому
введенні зерна.....160

В.Я. Ошовський, С.М. Анастасенко, М.В. Святецький, О.В. Шостак

Енергетична ефективність ступінчастих ресорбційних циклів
для охолодження168

І.М. Осипов, І.П. Сисоліна

Обґрунтування раціонального співвідношення дугової довжини вакуумної
камери та кількості комірок висівного диска пневмомеханічних вакуумних
висівних апаратів178

В.Я. Ошовський, О.І. Грабовенко, І.А. Швець

Взаємодія рослинних олій з робочими контактними поверхнями деталей
паливної апаратури дизельних двигунів.....186

М.М. Підгаєцький, К.К.Щербина, В.А. Мажара, Т.В. Дяченко

Динамічний аналіз традиційної кінцевої ланки хонінгувальної головки194

Виктор Попеску, Леонид Малай, Виорел Ротарь, Онорин Волконович

Надёжная система для переработки сельскохозяйственной продукции200

В.М. Пришляк, І.А. Бабин

Результати досліджень фотодатчика визначення забрудненості
молокопровідної лінії206

Н.В. Смирнова, В.В. Смирнов

Синхронное управление пулом сервоприводов радиоуправляемых
робототехнических систем 213

О.І. Субочев, Ю.О. Полоз, В.Ю. Малищук, О.Є. Січко

Моделювання виробництва сервісних підприємств вантажних автомобілів221

Д.М. Трикін, С.М. Мороз, К.В. Васильковська, С.О. Карпушин

Використання сучасних систем САПР при проектуванні
сільськогосподарських машин.....233

В.О. Шейченко, І.А. Дудніков, В.В. Шевчук, М.В. Шевчук

Зерно кукурудзи – фактор зменшення енергетичної залежності України242

Content

Elchin Aliiev

Development and Calibration of a Unit for Measuring the Volumetric
Mass Flow of Sunflower Seed Material.....3

Dmytro Artemenko, Volodymyr Onopa

Experimental Researches of a Precision Seed Drills Coulter Equipped With
a Disk Seedbed Former10

Mykola Bakum, Mykola Krekot, Magomed Abduev

Production Testing of a Pneumatic Separator on Pre-cleaning of Seed Mixed Onions.....19

Igor Bershliage, Leonid Malai, Vladimir Gorobet

Experience of the Use of Alternative Fuels by vehicles and Its Effect
on the Environment25

Dmytro Bohatyrov, Ivan Skrynnik, Oksana Yurchenko

Justification of Technological Parameters of the Grain Separator.....34

Volodymyr Bulhakov, Zinovii Ruzhylo, Mykhaylo Chernovol, Mykola Sviren

Theoretical Study of the Interaction of a Tuber with the Spiral of Potato Cleaner43

Kateryna Vasytkovska

Determination of Rational Parameters Pneumomechanical Seeding Machine
with Peripheral Arrangement of the Cell and Inertial Edition of Extra Seeds.....59

Olexiy Vasytkovskiy, Sergiy Leshchenko, Sergiy Moroz, Dmytro Petrenko

Investigation of the Energy Intensity of the Idle Speed of the Centrifugal
Grain Separator.....67

Alexander Dichii, Peter Voleac, Eduard Banari

Mathematical Simulation of Energetics and Economics Parameters
of the 4DC-125/110 Engine Based on Thermodynamical Calculation
Supplying by Various Types of Fuel75

Viktor Dubovyk, Yurii Nevdakha, Ivan Vasylenko, Dmytro Bohatyrov

Improvement of Accuracy of Measurement of Power Parameters at Diagnostics
of Brake Systems of Cars.....83

*Dmitri Doubovik, Volha Baran, Aliaksandr Shantyka, Aliaksei Vyrskii,
Taisa Boyka*

Kinematic and Power Analysis of a Key Straw Walker of a Grain Harvester92

Tudor Erhan, Nikolai Korneychuk

Influence of Wear of Bearing Shields on ac Power Coefficient of Ac105

Borys Kotov, Sergiy Stepanenko

Investigation of the Movement of Particles of Grain Material in the Vertical Channels of the Pneumogravitational Classifier116

Ivan Lezhenkin

Strategic Direction of Organic Fertilizer Production126

Sergiy Leshchenko, Vasyl Salo, Dmytro Petrenko, Olexiy Vasylovskyi

The Study of Structural and Technological Parameters of the Operating Elements of Combined Chisel Deep-tillers..... 132

Alla Lisikh, Bydyrov Vasiliy

Experimental Researches of Dependence of Stability of the Tool on Intensity of Cooling and Modes of Cutting141

Petro Luzan, Ruslan Kisilyov, Olena Luzan

Substantiation of Sieve Parameters with Slits of Unstable Size147

Leonid Malai, Vladimir Gorobet, Angela Popescu

Restoration of Sliding Bearing Units With Polyamide–epoxy Composite Materials.....154

Olexandr Nesterenko

Statistical Assessment of Qualitative Indicators of Pneumatic Separation at Multilevel Input of Grain160

Viktor Oshovsky, Serhij Anastasenko, Mykola Svyateckiy, Oleksandr Shostak

Energy Efficiency of Stage Resorbational Cycles for Cooling.....168

Ihor Osypov, Iryna Sysolina

Reasoning of Rational Ratio of Arc Length of Vacuum Chamber and Number of Cells of Sowing Disc of Pneumomechanical Vacuum Sowing Machines178

Viktor Oshovsky, Olexandr Grabovenko, Igor Shvets

Interaction of Vegetable Oils with the Contact Surfaces of Parts of Diesel Equipment of Diesel Engines.....186

Mykhailo Pidhaietskyi, Kyryl Shcherbyna, Mazhara Vitalii, Tetiyna Dyachenko

Dynamic Analysis of the Traditional Tail End of the Honing Head194

Victor Popescu, Leonid Malai, Viorel Rotari, Onorin Volconovici

Reliable System for Processing Agricultural Products200

Viktor Pryshliak, Igor Babyn

Results of the Photosensor Visibility of the Milk Production Line206

Natalia Smirnova, Volodymyr Smirnov

The Pool of Radio-controlled Robotic Systems Servo Synchronous Control213

<i>Olexander Subochev, Yuliya Poloz, Volodymyr Malyshchuk, Olexander Sichko</i> Modeling of Production of Service Companies of Trucks.....	221
<i>Denys Trykin, Sergiy Moroz, Kateryna Vasylkovska</i> The Use of Modern CAD Systems in the Design of Agricultural Machines.....	233
<i>Viktor Sheychenko, Ihor Dudnikov, Vitalii Shevchuk, Mykhailo Shevchuk</i> Maize Grain - a Factor for Reduction of Ukraine's Energy Dependence	242

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 49

За загальною редакцією М.І. Черновола

Відповідальний за випуск С.М. Лещенко

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 18.12.2019. Підписано до друку 23.12.2019. Формат 60x84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк. 32
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №_0245